

Conceção de uma cabeça de deposição de termoplástico para aplicação em sistemas de impressão 3D

Steven Soares de Pinho

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Doutor Fernando Gomes de Almeida

Coorientador INEGI: Eng. João Paulo Pereira



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Janeiro de 2018

Conceção de uma cabeça de deposição de termoplástico para aplicações em sistemas de impressão 3D

Dedico este documento ao meu pai Valdemar e à minha mãe Maria Lúcia.

Conceção de uma cabeça de deposição de termoplástico para aplicações em sistemas de impressão 3D

Resumo

O tema da presente dissertação enquadra-se no contexto do fabrico aditivo com recurso à extrusão de termoplásticos em grão, mais precisamente a extrusão de materiais de alta performance como é o caso do termoplástico PEEK. A presente dissertação tem em vista o desenvolvimento de um sistema de extrusão de termoplásticos em grão diferente e inovador, que apresente melhorias significativas na redução dos custos associados com a utilização de materiais dispendiosos como é o caso do PEEK, tentando ao mesmo tempo evitar a utilização do conceito parafuso de Arquimedes (patenteado e proprietário) para o sistema de extrusão.

Para tal, foi realizada uma pesquisa aprofundada sobre o tema, com vista a oferecer uma visão ampla das possibilidades e realidades que enquadram este tema. Após um estudo intensivo do mercado e dos conhecimentos relacionados com este tema, procedeu-se à escolha de um conceito mecânico que melhor se enquadra com os objetivos e demandas deste trabalho. A escolha final recaiu nas tradicionais bombas de engrenagens exteriores muito utilizadas como elementos de propulsão em sistemas óleo hidráulicos.

Escolhido o conceito, procedeu-se ao dimensionamento geral do mecanismo, com o respetivo projeto mecânico, térmico e de automação. Para o arranque e desenvolvimento do projeto foi considerado uma velocidade máxima de impressão de 150 *mm/s* e um diâmetro mínimo do bocal de 1,2 *mm*. Assim, foi possível avançar com o dimensionamento da bomba e por sua vez, com todo o resto do sistema.

Com o dimensionamento geral do sistema mecânico de extrusão finalizado, foi realizado um conjunto de simulações térmicas, com recurso ao *software Solidworks*, para cada componente que compõe o extrusor, posteriormente complementado com um conjunto adicional de novas simulações térmicas do extrusor completo. A partir das simulações realizadas, foi possível detetar alguns problemas e deficiências do conceito e a fim de as corrigir, o protótipo final foi submetido a um conjunto de alterações e ajustes para melhorar o seu desempenho térmico.

O protótipo final apresenta-se como uma boa solução para servir de base ou plataforma de testepara a realização de ensaios e estudos em trabalhos futuros.

Design of a pellet thermoplastic deposition head for application in 3D printing systems

Abstract

The subject of the present dissertation fits in the context of the additive manufacture with the extrusion of thermoplastics in grain or pellets, more precisely, the extrusion of high performance materials such as PEEK thermoplastic. The purpose of this work is to develop a new and innovative thermoplastic extrusion system that presents significant improvements in cost reduction associated with the use of high performance and expensive materials such as PEEK, while trying to avoid conventional extrusion systems that are patented and proprietary, based on the Archimedes screw.

For this, a research was done on the subject, in order to offer an overview of the possibilities and realities that fit with this theme. After an intensive study of the market and the knowledge related to this topic, we proceed to choose a mechanical concept that best fits the objectives and demands of this work. The final choice fell on the traditional outer gear pump used as conventional propulsion elements in oil hydraulic systems.

Once the concept was chosen, the overall design of the mechanism was performed, with its mechanical, thermal and automation project. A maximum print speed of 150 mm/s and a minimum diameter for the nozzle of 1.2 mm was imposed for the start-up and development of the project. Thus, it was possible to proceed with the size of the pump and, in turn, with the rest of the system.

With the overall design of the finalized mechanical extrusion system, a set of thermal simulations were performed using *Solidworks* software, for each component that makes up the extruder, complemented by an additional set of new thermal simulations of the complete extruder. From the simulations, it was possible to detect some problems and deficiencies of the concept and in order to correct them, the final prototype was submitted to a set of adjustments and refinements in order to improve its thermal performance and efficiency.

After all this work, it was concluded that the final prototype presents itself as a good solution to be used as a base or test platform for trials and further future studies.

Agradecimentos

Esta dissertação foi desenvolvida no âmbito do projeto com a referência POCI-01-0145-FEDER-016414, cofinanciado pelo Programa Operacional Competitividade e Internacionalização e pelo Programa Operacional Regional de Lisboa, através do Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional (FEDER) e por Fundos Nacionais Através da FCT – Fundação para a Ciência e Tecnologia.

Agradeço aos intervenientes associados diretamente a esta dissertação, nomeadamente, ao orientador Professor Doutor Fernando Gomes de Almeida e ao coorientador Engenheiro João Paulo Pereira, pela ajuda, apoio e orientação prestada durante a realização deste trabalho.

Agradeço de forma geral a toda a comunidade FEUP que indiretamente apoiou a realização do trabalho e contribuiu para o seu sucesso.

Agradeço aos meus amigos que tanto me ajudaram e apoiaram nos momentos mais confusos e difíceis deste trabalho. Especialmente, ao engenheiro mecânico José João Perez Araújo e ao engenheiro mecânico Ricardo Silva de Castro, que de forma amigável e profissional desempenharam um papel fundamental na avaliação e atribuição de opiniões e juízos finais em relação às ideias, trabalhos e conceitos desenvolvidos ao longo da elaboração desta dissertação. As suas avaliações críticas mas construtivas, permitiram em muitos casos reforçar ideias lógicas e refutar as menos lógicas, o que permitiu que este trabalho progredisse de forma a estar completo a tempo útil.

Quero agradecer aos meus pais por tudo o que fizeram por mim durante a minha vida, durante esta maratona académica, mas principalmente durante estes últimos meses. A resistência e preservação mental requerida para desenvolver uma dissertação de mestrado em engenharia mecânica paralelamente à vida familiar é verdadeiramente desafiante e desgastante. Assim, é graças ao amor, carinho, tenacidade e ductilidade dos meus pais que devo existência deste documento e da minha formação de engenheiro mecânico na FEUP.

Por último quero agradecer à minha namorada Diana Filipa de Freitas Martins, por todo o apoio, acompanhamento, paciência, calma, compreensão, atenção, carinho, amor e força, transmitida em abundância ao longo de todo este documento, sempre com o sorriso mais doce e tranquilizante de que tenho memória.

Índice de Conteúdos

Resumo	iii
Abstract	iv
Agradecimentos	v
Índice de Conteúdos	vi
Notação:	vii
Índice de Figuras:	xi
Índice de Tabelas:	xviii
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento do projeto e motivação	1
1.2 Objetivos do projeto	2
1.3 Método seguido no projeto	2
1.4 Estrutura da dissertação	3
2 Contextualização das tecnologias 3Dp	5
2.1 Tipos e vertentes de processos de impressão tridimensional	20
2.2 Impressão tridimensional de termoplásticos (FDM/FFF)	24
3 Matéria prima (Termoplásticos)	31
3.1 Termoplástico Poli-eter-eter-cetona (Polyetherether Ketone - PEEK)	34
3.2 Aplicabilidade do PEEK	37
3.3 Vantagens e desvantagens do PEEK	39
4 Estudo e análise de sistemas e soluções mecânicas de extrusão	41
4.1 Tecnologias de extrusão	42
4.2 Características e propriedades dos conceitos mecânicos	51
4.3 Comparação entre os diferentes conceitos mecânicos	53
4.4 Conceito mecânico adotado para a extrusão	61
5 Projeto do extrusor	63
5.1 Estudo e dimensionamento mecânico	76
5.2 Projeto de Automação	128
6 Conclusões e trabalhos a desenvolver no futuro	149
Referências	153
ANEXOS	158

Notação:

ε_{α} – Razão de condução da engrenagem

ε_{β} – Razão de condução da engrenagem

$\sigma_{1,2,3}$ – Tensões principais

F_{total} – Combinação das forças produzidas no engrenamento

F_u – Força tangencial instalada na chaveta

$I_{indutancia}$ – Indutância do motor elétrico

L_t – Comprimento útil da chaveta

M_{α} – Momento induzido no veio motor proveniente da força axial

M_{motor} – Momento motor a entrada da transmissão

M_{saida} – Momento a saída da transmissão

M_t – Momento induzido no veio motor proveniente da força tangencial

$n_{steps/rev}$ – Número de passos por revolução do motor elétrico

$P_{carga\ max.\ adm.}$ – Potência da carga máxima admissível

P_{motor} – Potência do motor

$P_{reductor}$ – Potência consumida pelo redutor

T_{motor} – Binário do motor

$T_{saida\ do\ reductor}$ – Binário a saída do redutor

b_0 – Fator de tensão na chaveta

p_0 – Pressão admissível no flanco da chaveta

p_{zul} – Pressão admissível no flanco da chaveta

t_2 – Altura do escatel da chaveta no cubo

μ - Eficiência do engrenamento

3Dp – fabrico aditivo *3Dprinting*

a – Entre eixo das engrenagens

ABS – *Acrylonitrile butadiene styrene*

AC – *Alternating Current*

ASTM – *American Society for Testing and Materials*

aw – Entre eixo de funcionamento das engrenagens

AZO – *AZO Materials*

b – Largura da engrenagem

BMW - *Bayerische Motoren Werke AG*

CAD – *Computer Aided Design*

CNC – *Computer Numerical Control*
 d – Diâmetro primitivo da engrenagem
 da – Diâmetro de cabeça do dente da engrenagem
 db – Diâmetro de base da engrenagem
 DC – *Direct Current*
 df – Diâmetro da raiz do dente da engrenagem
 DIN – *Deutsches Institut für Normung*
 Dsmax – Diâmetro máximo recomendado para o veio da engrenagem
 Dsmin – Diâmetro mínimo recomendado para o veio da engrenagem
 e – Entre eixo definido das engrenagens
 E3D – *Everything 3D printing*
 ETFE – *Ethylene tetrafluoroethylene*
 Fa – Força axial produzida no engrenamento
 Fc – Força produzida no ponto C do veio motor
 FDM – *Fused Deposition Modeling*
 FEP – *Polyfluoroethylenepropylene*
 FEUP – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
 FFF – *Fused Filament Fabrication*
 Fr – Força radial produzida no engrenamento
 Ft – Força tangencial produzida no engrenamento
 g – Escorregamento específico total da engrenagem
 GE – *General Electric*
 HMI – *Human Machine Interface*
 I – Corrente elétrica
 INEGI – Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
 IP – Introdução ao Projeto
 ISO – *International Organization for Standardization*
 J – Momento de inercia da engrenagem
 Kta – Fator teórico de concentração de tensões à tração
 Ktb – Fator teórico de concentração de tensões à flexão
 Kts – Fator teórico de concentração de tensões à torsão
 LOM – *Laminated Object Manufacturing*
 m – Módulo da engrenagem
 Mc – Momento produzido no ponto C do veio motor
 MIM – *Metal Injection Molding*

MOSFET – *Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor*

NC – *Numerical Control*

NEMA – *National Electrical Manufacturers Association*

NTC - *Negative Temperature Coefficient*

P – *Potência*

PBI – *Polybenzimidazole*

PC – *Polycarbonate*

PE – *Polyethylene*

PEEK – *Polyether ether ketone*

PEI – *Polyetherimide*

PES – *Polyether sulfone*

PFA – *Perfluoroalkoxy*

PJP – *Plastic Jet Printing*

PLA – *Polylactic acid*

PMMA - *Poly(methyl methacrylate)*

POM – *Polyoxymethylene*

PP – *Polypropylene*

PPO – *Polyphenylene oxide*

PPS – *Polyphenylene sulfide*

PS – *Polystyrene*

PTC - *Positive Temperature Coefficient*

PTFE – *Polytetrafluoroethylene*

PVA – *Polyvinyl alcohol*

PVC – *Polyvinyl chloride*

qa – Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à tração da engrenagem

qb – Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à flexão da engrenagem

qs – Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à torsão da engrenagem

Ra – Reações no apoio A

Rb – Reações no apoio B

SCARA – *Selective Compliance Assembly Robot Arm*

SF – Coeficiente de segurança para a durabilidade a flexão do dentado da engrenagem

SFst – Coeficiente de segurança a flexão da engrenagem

SH – Coeficiente de segurança para a durabilidade superficial do dentado da engrenagem

SHst – Coeficiente de segurança ao contacto da engrenagem

SKF – *Svenska Kullagerfabriken AB*

SSR – *Solid State Relay*

SW – *SolidWorks*

TV – Transição Vítrea

U – Tensão elétrica (Volts)

wt – Carga tangencial por unidade de largura do dente da engrenagem

x – Correção do dentado da engrenagem

Z – Numero de dentes da engrenagem

α – Angulo de pressão do dente da engrenagem

σ_F – Carga na raiz do dente da engrenagem

σ_{F0} – Carga nominal na raiz do dente da engrenagem

σ_{FG} – Limite de tensão na raiz do dente da engrenagem

σ_{FP} – Tensão de flexão admissível

σ_H – Carga de contacto da engrenagem

σ_{H0} – Carga nominal de contacto da engrenagem

σ_{HG} – Limite de tensão da engrenagem (*Pitting stress limit*)

σ_{HP} – Carga superficial admissível da engrenagem

τ – Tensão de corte

i – Número de chavetas

k – Fator de carga da chaveta

p – Verificação da tensão instalada no flanco da chaveta

ε – Razão de condução total da engrenagem

Índice de Figuras:

Figura 1: *Moilanen, J. & Vadén T.: Manufacturing in motion: first survey on the 3D printing community.* (first monday 2018) (RepRap 2018)

Figura 2: Exemplo do extrusor *Flextion Extruder* com guiamento otimizado para a extrusão de filamentos elásticos. (Diabase 2018)

Figura 3: Fenómeno indesejado "Teia de aranha".

Figura 4: Problemas críticos; 1- Falta de tração; 2 - Refluxo; 3- Filamentos irregulares de baixa qualidade. (Boots Industries 2018)

Figura 5: Sistema convencional de extrusão utilizado na indústria da injeção plástica. (Newcore Global PVT. Ltd 2018)

Figura 6: Impressoras 3D que usam granulado como matéria prima. *Sculptify* a esquerda e *PAM* a direita. (Sculptify 2018) (Pollen 2018)

Figura 7: Sistema de extrusão com recurso a uma broca *Auger* para a impressão 3D de termoplasticos (UPE - *Universal Pellets ExtruderAuger*).

Figura 8: A esquerda, *Software CraftUnique - Craftware (Open Source)* e a direita, *Simplify 3D* (Proprietário). (all3Dp 2018)

Figura 9: O futuro do fabrico aditivo pessoal segundo dados da *IBM Institute for Business Value* (2014) e curvas de adoção das tecnologias 3Dp segundo o investigador *Christopher Barnatt*. (Barnatt 2016)

Figura 10: Pistola *Wilson's Ghost Gunner* (100% plástico de disparo único) e componentes da metralhadora de assalto AR 15 cal. 5.56x45mm de fabrico norte americano. (3Dprint.com 2018b)

Figura 11: Boneco com respetivo material de suporte (Processo SLA).

Figura 12: Estimativa da venda de impressoras 3D de 2007 a 2015. (3D hubs 2018a)

Figura 13: Turbo de geometria variagem do *Konigsegg One: 1 model*. (3D hubs 2018a)

Figura 14: Impressão 3D do perfil de uma antena numa semiesfera. (diy3dprinting 2018)

Figura 15: Exemplos de objetos obtidos por tecnologias 3Dp para aplicações medicas. (3D hubs 2018a)

Figura 16: Novo injetor de combustível para motores a jato, desenvolvido pela *GE e Safran*. (3D hubs 2018a)

Figura 17: A esquerda, o motor *SuperDraco* em fase de testes, produzindo uma impulsão de mais de 500 [KN] e a direita a respetiva camara de combustão obtida por fabrico aditivo. (3D hubs 2018a)

Figura 18: A arte da ficção científica, fantasia e terror by *Vitaly Bulgarov*. (3D hubs 2018a)

Figura 19: Exemplo de uma maquete fabricada com recurso a impressão 3D. (3D hubs 2018a)

Figura 20: Utilização de impressoras 3D FDM nas salas de aula do Japão. (ASME setting the standard 2018)

Figura 21: Faca de cozinha Misen. (3D hubs 2018a)

Figura 22: Impressão 3D do bloco de um motor V6 de combustão interna, para ser avaliado e inspecionado visualmente antes de se passar a fase de produção e vazamento. (3D hubs 2018a)

Figura 23: Exemplo de um sapato com sola flexível, projetada a medida com recurso a impressão 3D. (3D hubs 2018a)

Figura 24: Tipos de tecnologias 3Dp. (3D hubs 2018a)

Figura 25: Esquema do funcionamento do processo FDM. (3D hubs 2018a)

Figura 26: Objetos obtidos através do processo FDM (Um drone e a caixa do microcomputador Raspberry Pi 3). (3D hubs 2018a)

Figura 27: Exemplos de materiais do tipo aditivo; Materiais que brilham no escuro e componente de nylon reforçado com fibras de carbono contínuas – *Markforged*. (3Dprintingforbeginners.com 2018), (Markforged 2018)

Figura 28: Chassi de um drone impresso com o material *Onyx* da *Markforged*. Exemplo de um material reforçado com partículas de fibra de carbono. (Markforged 2018)

Figura 29: Norma ISO/ASTM 52900 – Simplificação das tecnologias 3Dp, segundo *Christopher Barnatt*. (Barnatt 2016).

Figura 30: Estrutura Cartesiana vs. Delta. (Pintstein 2018)

Figura 31: Extrusor duplo da impressora 3D *SpiderBot* e o bocal de extrusão tripla do tipo diamante. (Spider Bot 2018) (RepRap.me 2018)

Figura 32: Primeira impressora 3D de componentes eletrónicos Voxel8. (Design Engineering 2018)

Figura 33: Impressora 3D FDM *Prusa i3 mk2 multi-material*.

Figura 34: Exemplo da utilização de material suporte. (Matterhackers 2018)

Figura 35: Pós-processamento de um objeto com material suporte.

Figura 36: Exemplo dos efeitos da densidade elevada de material suporte.

Figura 37: Exemplo da extrusão de materiais diferentes para a função de suporte. (3ders.org 2018a)

Figura 38: 1 - Suporte convencional (mesmo material do objeto, ineficiente); 2 - Suporte 100% PVA (dispendioso); 3 - Suporte composto maioritariamente do mesmo material do objeto com apenas a superfície de contacto com o objeto sendo feita de PVA (eficiente). (3ders.org 2018b)

Figura 39: Modos de laminação.

Figura 40: Efeito das camadas na qualidade superficial do objeto. (3D hubs 2018a)

Figura 41: A esquerda a extrusão deficiente com excesso de extrusão e a direita o efeito de um movimento brusco (canto a 90 graus) causado a impressão de virações/ondulações visíveis na superfície do objeto. (Simplify3D 2018)

Figura 42: Primeiro carro com carroçaria monobloco totalmente fabricado com impressão 3D. (Business Wire 2018), (LM labs 2018)

Figura 43: A esquerda a *Desktop Metal* (Metal 2018), no centro a *AIM3D ExAM255* (AIM3D 2018) e a direita a *Markforged Metal X* (Markforged 2018).

Figura 44: Performance com a temperatura vs. Microestrutura (Fluorocarbon 2018).

Figura 45: Composição química do polímero PEEK. (Engineers Edge 2018)

Figura 46: Malha de reforço flexível da ZEUS para fibra ótica e tubagens. (ZEUS 2018)

Figura 47: Elemento com abraçadeira, para fixação de cablagem e tubagem a fuselagem do Boeing 787. (Victrex 2018)

Figura 48: Parafuso de Arquimedes. (Wikipedia.org 2018)

Figura 49: Razão de corte vs. viscosidade de diferentes fluidos. (Thermopedia 2018)

Figura 50: Exemplo de uma bomba de palhetas a esquerda e uma bomba de engrenagem interior a direita.

Figura 51: Exemplo de uma bomba de engrenagens exteriores.

Figura 52: Exemplos de bombas de engrenagens para a extrusão/bombeamento de fluidos não newtonianos. A esquerda bomba de engrenagens exteriores (Kishimoto 1994) e a direita *Roots Blower* (Yasuhiro C/O Ebara Corporation Niimura 1989).

Figura 53: Exemplo de bombas hidráulicas de pistões, a esquerda a Axial (*Swashplate*), no centro a cambota e a direita a radial.

Figura 54: Extrusor para pastas cerâmicas baseado numa seringa. (Thingiverse 2018)

Figura 55: Típico motor a vapor com sistema cambota.

Figura 56: Exemplo de bombas de parafuso, com um ou mais parafusos. (Leistritz 2018)

Figura 57: Exemplo de uma bomba de duplo parafuso de passo constante contraposto. (Marine Engineering 2018)

Figura 58: A esquerda a patente nº US6336796 B1 e a direita a patente US 7442019 B2.

Figura 59: A esquerda o conceito de extrusão com bomba de *Moneau* com alimentação assistida por uma broca *Auger* (Journal of Brief Ideas 2018) e a direita, o extrusor do tipo *Moineau* da *ViscoTec* (ViscoTec 2018).

Figura 60: Extrusor modelo da *E3D* v6. (E3D - Online 2018)

Figura 61: Extrusor Mk1. Vista da frente, trás e secção transversal respetivamente.

Figura 62: Listagem dos componentes.

Figura 63: Elemento de aquecimento da *Dyze Design*. (Dyze Design 2018b)

Figura 64: Termistor de pequenas dimensões feito de vidro (indicado para locais apertados e compactos, como é o caso do bocal). (Dyze Design 2018b)

Figura 65: Termistor metálico com rosca e ligação rápida de elevada qualidade (solução mais robusta). (Dyze Design 2018b)

Figura 66: Secção transversal do extrusor (furos para cartuchos de aquecimento a vermelho).

Figura 67: Extrusor com o respetivo chassi a azul.

Figura 68: *Heat shield* do turbo e dos coletores.

Figura 69: Vista lateral da secção transversal do extrusor com o chassi (representação do isolamento térmico a vermelho).

Figura 70: Secção transversal, horizontal da bomba.

Figura 71: Cadeia de potências, cargas e cinemáticas genéricas do extrusor.

Figura 72: Cadeia de potências e cargas térmicas do extrusor.

Figura 73: Exemplos de configurações de *Roots Blower* com dois e quatro lóbulos. (Mekanizmalar 2018)

Figura 74: Esquema do princípio da deposição de plástico em tecnologias 3Dp.

Figura 75: Rotor da versão mk1_SSP.

Figura 76: Perfil do dente e a geometria final da engrenagem (2D).

Figura 77: Cálculo da área da face lateral da engrenagem.

Figura 78: Desenho do corpo da bomba com os rotores a preto.

Figura 79: Secção transversal dos rotores no interior da bomba.

Figura 80: Esboço da transmissão de sincronização.

Figura 81: Forças de engrenamento das engrenagens da transmissão. (MITcalc 2018)

Figura 82: Folha de cálculo Excel para dimensionamento preliminar de veios.

Figura 83: Rotor completo com o veio estriado.

Figura 84: Esquema das forças produzidas pelo engrenamento.

Figura 85: Esquema da distribuição de potência desde a entrada no motor até a saída para os veios dos rotores.

Figura 86: Esquema do diagrama de esforços do veio da transmissão (motor).

Figura 87: Diagrama de cargas segundo X/Z. (MDsolids 2018)

Figura 88: Diagrama de esforços transversos segundo X/Z. (MDsolids 2018)

Figura 89: Diagrama de momentos fletores. (MDsolids 2018)

Figura 90: Diagrama de cargas segundo Y/Z. (MDsolids 2018)

Figura 91: Diagrama de esforços transversos segundo Y/Z. (MDsolids 2018)

Figura 92: Diagrama de momentos fletores segundo Y/Z. (MDsolids 2018)

Figura 93: Folha de cálculo Excel para dimensionamento preliminar de veios.

Figura 94: Veio A motor.

Figura 95: Esquema do acoplamento mecânico com chaveta.

Figura 96: Resultados da folha de cálculo para uma chaveta.

Figura 97: Resultados da folha de cálculo para duas chavetas.

Figura 98: Exemplo esquemático de veios com chavetas e com estrias.

Figura 99: Tipos de montagem de múltiplos rolamentos (Costas com costas, frente com frente e tandem). (SKF 2018)

Figura 100: Opções da SKF com os filtros/limitações aplicadas. (SKF 2018)

Figura 101: Dimensões do rolamento W 61903. (SKF 2018)

Figura 102: Dimensões para encosto W 61903. (SKF 2018)

Figura 103: Dados do rolamento SKF W 61903. (SKF 2018)

Figura 104: Dados introduzidos para realização do cálculo do rolamento W 61903. (SKF - Bearing Calculator 2018)

Figura 105: Resultados obtidos para o rolamento W 61903. (SKF - Bearing Calculator 2018)

Figura 106: Dimensões do rolamento 51103. (SKF 2018)

Figura 107: Dimensões para encosto 51103. (SKF 2018)

Figura 108: Dados do rolamento SKF 51103. (SKF 2018)

Figura 109: Dados introduzidos para realização do cálculo para o rolamento 51103. (SKF - Bearing Calculator 2018)

Figura 110: Resultados obtidos para o rolamento 51103. (SKF - Bearing Calculator 2018)

Figura 111: Exemplos de rolamentos sem carnagem de rolos/agulhas. (SKF 2018)

Figura 112: Transmissão completa (vista isométrica, lateral e completa com extrusor e chassi).

Figura 113: Veios do sistema mecânico completo.

Figura 114: Sincronização perfeita dos rotores. (Solidworks 2018)

Figura 115: Falha na construção do escatel da chaveta (engrenagem da esquerda).

Figura 116: Altura de material no escatel da engrenagem é demasiado baixa (aproximadamente 1,5 mm).

Figura 117: Norma DIN ISO 14 (1986-12).

Figura 118: Trem de transmissão completo e corrigido (com todos os elementos, apoios e casquilhos).

Figura 119: Calculo do binário máximo admissível para um veio de entrada de 17mm.

Figura 120: Resultados obtido no *software* MDsolids 4.0 para aponta do veio. (MDsolids 2018)

Figura 121: Extrusor completo, vista lateral (versão Mk3).

Figura 122: Simulação térmica *SolidWorks*, com um coeficiente convectivo de $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ e uma potencia de aquecimento de 60 W por orifício (regime permanente a céu aberto).

Figura 123: Simulação térmica *SolidWorks*, com coeficiente convectivo de $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ e uma temperatura de 500 °C (Tmax=500 °C; Tmin=387,56 °C).

Figura 124: Simulação térmica *SolidWorks*, com coeficiente convectivo de $2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ com uma temperatura ambiente de 30 °C e uma temperatura de aquecimento de 500 °C (representação sem convecção no seu interior).

Figura 125: Simulação *SolidWorks*, a esquerda a céu aberto (T=497,6 °C) e a direita a situação real de funcionamento (T=499,6 °C).

Figura 126: Orifício para sensor de temperatura NTC termístor e orifício roscado para fixar sensor.

Figura 127: Malha completa do corpo da bomba.

Figura 128: Simulação *Solidworks*, a esquerda com 120 W ($T_{\max}=1256,37\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{\min}=516,13\text{ }^{\circ}\text{C}$) e a direita, 60 W ($T_{\max}=643,11\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{\min}=273\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Figura 129: Simulação *SolidWorks* com coeficiente convectivo de $2\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de aquecimento constante de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 130: Simulação *SolidWorks* com coeficiente convectivo de $2\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de aquecimento constante de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Figura 131: Simulação *SolidWorks* com coeficiente convectivo de $2\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de aquecimento constante de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Figura 132: Simulação *SolidWorks* (Extrusor completo) com coeficiente convectivo de $2\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de aquecimento constante de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Figura 133: Simulação *SolidWorks* (Extrusor completo) com coeficiente convectivo de $25\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de aquecimento constante de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Figura 134: Modelo CAD *Solidworks* da cavidade do extrusor completo (exceto o funil). Volume da cavidade $40,66\text{ cm}^3$.

Figura 135: Simulação *SolidWorks* (Extrusor completo com cavidade) a uma temperatura de aquecimento constante de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Figura 136: Simulação *SolidWorks* (Extrusor completo com cavidade e funil equipado com alhetas) a uma temperatura de aquecimento constante de $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Figura 137: Posição do furo roscado e da cavidade do sensor de temperatura do bocal, no corpo inferior. $T(\text{furo roscado})=499,33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T(\text{cavidade})=499,13\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T(\text{bocal})=498,77\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 138: Localização dos sensores ao longo do extrusor.

Figura 139: Cartucho/elemento de aquecimento e sensor de temperatura NTC adotado. (Dyze Design 2018b)

Figura 140: Algumas das soluções baratas, disponíveis no mercado.

Figura 141: A direita, Relé SSR e a esquerda, MOSFET.

Figura 142: Funcionamento de um MOSFET (genérico).

Figura 143: Curva característica de um motor passo a passo segundo a *Orientalmotor*. (Oriental motor 2018)

Figura 144: Curva característica do motor HT23-401 da *Electromate*. (Electromate - Robotics and Mechatronics Solutions 2018)

Figura 145: Comportamento de um motor passo a passo. Quadrado a vermelho representa a zona de trabalho a que se deve operar este tipo de motor. (Engineering Stack Exchange 2018)

Figura 146: Curva de binário vs. curva de potência (ideal e real). (Geckodrive Motor Controls 2018)

Figura 147: Perfil de velocidades genérico de um motor elétrico. (Dyze Design 2018a)

Figura 148: Dados do fabricante *Parker* para o redutor planetário "Mid Precision Inline Helical Planetary Gearheads – PX Series/Gen II Stealth". (Parker 2018)

Figura 149: A esquerda, binário motor de 1,41Nm e a direita, 1Nm.

Figura 150: A esquerda, motores NEMA 23 da *Electromate* e a direita, redutor planetário da *Parker PX series*.

Figura 151: *Render* final do extrusor Mk4 completo (Frontal e traseira). Sem motor e redutor.

Figura 152: *Render* final do extrusor Mk4 sem chassi e capa (Traseira e frontal). Sem motor e redutor.

Figura 153: *Render* da seção transversal ao longo dos eixos de rotação. Sem motor e redutor.

Figura 154: *Render* final do extrusor Mk4 completo (Frontal e traseira). Com motor e redutor.

Figura 155: *Render* da linha de transmissão com o veio do moto-redutor acoplado em linha com o veio motor da transmissão.

Figura 156: *Render* dos elementos de propulsão motora.

Figura 157: *Render* da vista frontal e traseira.

Figura 158: *Render* da vista lateral da direita.

Figura 159: *Render* da vista superior.

Figura 160: *Render* do corte transversal ao longo do escoamento.

Figura 161: *Render* corte transversal ao longo dos veios, vista superior.

Índice de Tabelas:

Tabela 1: Tipos de termoplástico.....	32
Tabela 2: Dados do polímero PEEK segundo a <i>AZO Materials</i>	35
Tabela 3: Classificação final da avaliação dos conceitos mecânicos.	61
Tabela 4: Estrutura do extrusor.	65
Tabela 5: Lista de componentes do extrusor Mk1.....	66
Tabela 6: Dados do elemento de aquecimento da <i>Dyze Design</i>	68
Tabela 7: Dados do termistor NTC de pequenas dimensões.	69
Tabela 8: Dados do termistor NTC com involucro metálico.....	70
Tabela 9: Dados calculados <i>MITcalc</i> para a engrenagem/rotor.	81
Tabela 10: Dados <i>MITcalc</i> para engrenagens da transmissão.	86
Tabela 11: Tabela de materiais. Dados fornecidos pelo Eng. António da Silva Gomes.	88
Tabela 12: Dados de dimensionamento do veio do rotor a fadiga.	89
Tabela 13: Dados de dimensionamento do veio do rotor a fadiga.	96
Tabela 14: Parâmetros da simulação completa (extrusor com a cavidade em PEEK).	124
Tabela 15: Comparação genérica entre motores passo a passo e servomotores.....	132

1 Introdução

Esta dissertação desenrolou-se no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

O foco central do trabalho consistiu na abordagem do desenvolvimento de sistemas tecnológicos avançados na área da impressão tridimensional (Fabrico aditivo - *Additive Manufacturing* ou Prototipagem rápida), sendo o objetivo final do mesmo a criação de uma cabeça de deposição de termoplástico para aplicação em sistemas de impressão 3D.

Não obstante o cariz maioritariamente teórico da dissertação (na medida em que a mesma foi realizada em contexto académico e não empresarial), houve a preocupação de atribuir à mesma uma componente prática e objetiva que tenha em consideração o estado atual e real das tecnologias de impressão 3D (no passado, no presente e no que se pensa que poderá ser o futuro) na indústria.

Numa fase inicial e introdutória são deixadas algumas referências no que se reporta ao enquadramento das variadíssimas aplicações práticas da impressão 3D na indústria, assim como aos tipos e vertentes de processos de impressão tridimensional (em geral e depois concretamente FDM e FFF). De igual modo, no capítulo 4 é realizada uma análise exaustiva, comparativa e crítica das várias soluções existentes no mercado (e dos seus pontos fortes e fracos) até se concluir pelo estudo e dimensionamento mecânico do extrusor.

1.1 Enquadramento do projeto e motivação

A presente dissertação subordinou-se ao tema: “Conceção de uma cabeça de deposição de termoplástico para aplicação em sistemas de impressão 3D”. O projeto contou com a orientação do Professor Doutor Fernando Gomes de Almeida e com a coorientação do Engenheiro João Paulo Pereira por parte do INEGI.

Os motivos pela qual escolhi esta dissertação ao invés de qualquer outro tema advêm do gosto e interesse pessoal por tecnologias de fabrico quer aditivo, quer subtrativo. As possibilidades e as capacidades destes sistemas revelam-se fundamentais para a evolução tecnológica a nível mundial e tal facto foi absorvido por mim desde muito cedo. Assim sendo, esta dissertação apelou aos meus interesses pessoais, ao se tratar de um tema atual e recente (da minha geração), ao mesmo tempo, inovador, futurístico e com muito potencial.

1.2 Objetivos do projeto

Esta dissertação teve por objetivo primordial conceber e projetar uma cabeça extrusora que seja capaz de extrudir termoplásticos em grão ou *pellets* (matéria prima em bruto), no intuito de substituir e de eliminar as limitações da tecnologia convencional *Fused Deposition Modeling* (FDM) ou *Fused Filament Fabrication* (FFF), amplamente utilizadas nas mais diversas máquinas de impressão 3D de termoplásticos.

O objetivo final consiste em reduzir o custo da utilização de termoplásticos de alto desempenho. No caso em concreto, o objetivo consiste em tornar economicamente viável a utilização de PEEK, de modo a que ao invés de utilizar PEEK filamentado (≈ 900 €/kg), seja utilizado PEEK no seu estado bruto (≈ 300 €/kg) através de um sistema capaz utilizar e extrudir eficientemente o material em grão ao invés do mais caro e limitativo filamento.

1.3 Método seguido no projeto

O presente trabalho foi desenvolvido tendo em conta conhecimento adquiridos e absorvidos ao longo do mestrado integrado em engenharia mecânica da FEUP. Assim sendo, a metodologia aqui seguida foi semelhante à metodologia ensinada na disciplina de Introdução ao Projeto.

Assim sendo, no primeiro mês deste trabalho foi desenvolvido o denominado “estado a arte”, onde foi realizada uma pesquisa bibliográfica e científica sobre o tema (aproximadamente um mês).

Finalizado o levantamento do estado a arte, foi realizado um estudo extensivo e completo de todas as tecnologias 3Dp atualmente existentes, no intuito de comparar e finalmente enquadrar o presente trabalho no mundo das tecnologias de fabrico aditivo (aproximadamente um mês).

A fase seguinte, foi sem dúvida a mais exigente para as partes envolvidas nesta dissertação. Foi necessário encontrar e desenvolver conceitos teóricos inovadores que fossem capazes de desempenhar a função pretendida, sem nunca ponderar recorrer aos convencionais e patenteados sistemas de extrusão baseados no parafuso de Arquimedes. Assim, esta fase de “abstração intelectual” foi a fase na qual foram imaginados e desenvolvidos os primeiros esboços referentes as soluções viáveis para assumirem a função de extrusor.

Após a escolha final das soluções admissíveis, foi realizada uma análise criteriosa tendo em conta os principais fatores que estas tecnologias e sistemas têm obrigatoriamente respeitar e cumprir. Desta forma foi possível chegar ao conceito mecânico vencedor, responsável por promover a extrusão de materiais termoplásticos (mais de um mês).

Dado o conhecimento do conceito adotado para este trabalho, prosseguiu-se para a fase de projeto mecânico e de automação. Para o projeto deste conceito foi realizado um exercício mental complexo de prever e de imaginar o funcionamento real de tal conceito para a extrusão de termoplásticos.

Foi possível concluir que o sistema teria de ser acompanhado por outros sistemas auxiliares para que, de forma global este funcionasse de forma correta e consistente. Para tal, foi considerado um sistema de aquecimento prévio, responsável

por aquecer a matéria prima e por sua vez, por armazenar o material em condições desejadas para futura extrusão.

Outro pressuposto obrigatório, baseou-se na necessidade de utilizar uma transmissão de sincronização. Esta transmissão é responsável por distribuir a potência motora para os dois veios da bomba e também por garantir a sincronização sem contacto mecânico dos dois elementos rotativos da bomba. Sem a transmissão, este conceito mecânico de extrusão dificilmente funcionaria de forma fiável.

Além do projeto mecânico de todos os sistemas que envolvem o sistema de extrusão, o projeto de automação também foi tido em conta para este protótipo (mais de dois meses).

Terminado o dimensionamento dos principais elementos mecânicos que compõem o sistema, foi então realizado um conjunto vasto de simulações térmicas individuais e coletivas dos diversos componentes do sistema, a operarem à temperatura máxima definida de 500°C. Após a análise dos dados obtidos nas simulações térmicas foi realizado um conjunto de alterações ao sistema para melhorar a estabilidade e o desempenho térmico deste. Após a confirmação final do funcionamento positivo do sistema, foi então dado por concluído o trabalho (aproximadamente um mês e meio).

1.4 Estrutura da dissertação

A presente dissertação está estruturada em 6 capítulos.

O primeiro capítulo tem um cariz introdutório onde se enquadra o tema e os objetivos do trabalho.

No segundo capítulo apresenta-se uma perspetiva história da criação e do desenvolvimento das tecnologias 3Dp para depois contextualizar as soluções mecânicas existentes e em utilização no mercado.

O terceiro capítulo foca-se na matéria-prima que é base deste trabalho: os termoplásticos, concretamente no que concerne ao material PEEK e à sua aplicabilidade, bem como às vantagens e às desvantagens do mesmo na impressão 3D.

No quarto capítulo estuda-se e apresenta-se uma análise comparativa de vários sistemas e soluções mecânicas de extrusão. Começa-se pelas tecnologias de extrusão, apresenta-se de seguida as características e as propriedades dos conceitos mecânicos, comparam-se diferentes conceitos mecânicos, no final e após uma análise global, escolhe-se e explica-se o conceito mecânico adotado para a extrusão. No fundo, neste capítulo é feita uma análise comparativa com os sistemas mais recentes que surgiram como alternativa aos tradicionais sistemas de extrusão de polímeros em grão atualmente utilizados na indústria de injeção plástica.

Para além do estudo do mecanismo responsável pelo processo de extrusão, foram tidos em conta os ensinamentos das áreas a ciência dos materiais, a mecânica dos fluídos em escoamentos internos de fluídos não newtonianos, a transferência de calor, por último, a área do projeto de automação, incluindo a instrumentação o controlo e a segurança, com vista a salvaguardar o desenvolvimento de um sistema de extrusão que cumpra com as especificações e desejos do utilizador do equipamento.

O quinto capítulo, subordina-se ao projeto propriamente dito, com o estudo e do dimensionamento do extrusor como um sistema mecânico funcional.

Finalmente, no sexto capítulo, são apresentadas as conclusões, ideias e perspectivas de trabalho a desenvolver no futuro, com referência ao trabalho aqui desenvolvido enquanto ponto de partida.

2 Contextualização das tecnologias 3Dp

A impressão 3D consiste, em traços gerais, em transformar um modelo digital num objeto físico/real, semelhante ao digital, através da adição de material.

Até por volta do ano de 2010 este era um conceito desconhecido para a larga maioria da população mundial. De facto, só por volta desse ano é que o conceito de prototipagem rápida começou a ganhar algum destaque, em parte devido aos meios de comunicação social que desempenharam um papel fundamental na disseminação do conceito de impressão 3D.

No livro “*Fabricated: The new world of 3D Printing*”, os autores afirmaram que a área das tecnologias 3Dp estavam a evoluir “mais rápido que a velocidade da luz, com avanços tecnológicos que ultrapassaram limites e barreiras a passos largos” (Hod Lipson e Melba Kurman 2012).

Na verdade, apesar de ainda estarem numa fase prematura da sua evolução, os peritos acreditam que estas tecnologias têm potencial para terem um futuro promissor e acreditam na evolução constante das tecnologias 3Dp, até estas atingirem um ponto de estagnação (como todas as tecnologias atingem) que se estima que vá acontecer ainda antes de 2040 (Barnatt 2016).

É constatável a fase de transição que a impressão 3D se encontra atualmente a atravessar.

Inicialmente as tecnologias 3Dp, eram vistas como simples acessórios extra ou equipamentos auxiliares para a indústria, sendo este setor dominado maioritariamente pelos fabricantes *3DSystems* e *Stratasys*. Estes dois fabricantes foram responsáveis pelo desenvolvimento e construção das primeiras tecnologias 3Dp no mundo. Porém a concorrência tem vindo a aumentar consideravelmente. Multimilionárias como a *Canon*, *Groupe Gorgé*, *HP*, *Kinpo*, *Toshiba* e muitos outros, ou já entraram no mercado e apresentaram as suas próprias soluções, ou estão prestes a entrar a curto prazo. O aumento da concorrência trouxe investimento, conhecimento e inovação, o que consequentemente facilita a distribuição destas tecnologias a um custo menor com uma produtividade economicamente viável.

A inovação contínua do setor despertou uma reação em cadeia e cada vez mais investigadores começaram a dedicar parte das suas vidas no desenvolvimento de novas tecnologias.

Começamos agora por nos focarmos no conceito de impressão 3D aliada aos mecanismos de prototipagem rápida.

Os primórdios do conceito de prototipagem rápida através de tecnologias de fabrico aditivo (Impressão 3D) teve início nos anos setenta, logo após o

desenvolvimento dos primeiros controladores numéricos NC e é literalmente o oposto dos tradicionais métodos de fabrico por arranque de apara.

Na época em que esta tecnologia começou a ser desenvolvida, a forma mais corrente de se produzir algo, era através de materiais metálicos e com recurso a sistemas de maquinaria. Desta forma, o fabrico aditivo permaneceu à sombra do fabrico subtrativo. Convém ter em conta que, a fundição é uma prática milenar que se enquadra como sendo um processo aditivo e esta teve sempre grande projeção no mundo da indústria.

A prototipagem rápida, tal como o próprio nome indica, estava reservada à produção exclusiva de protótipos e modelos não funcionais ou representativos para a realização de estudos, análises geométricas e demonstrações.

Só a partir dos finais dos anos oitenta é que a prototipagem rápida começou a ser utilizada extensivamente nas mais diversas áreas da indústria.

Na última década, os avanços tecnológicos permitiram elevar as tecnologias de fabrico aditivo para um patamar de qualidade de excelência, concorrendo diretamente com as tecnologias tradicionais por arranque de apara.

A obtenção de componentes totalmente funcionais e precisos, nos mais diversos tipos de materiais, com o mínimo de desperdício de material e forma geométrica complexa, já é possível com recurso exclusivo ao fabrico aditivo.

Apesar de existirem os mais diversos tipos de tecnologias e fabricantes existentes para a impressão 3D de metais, polímeros, resinas ou cerâmicos, esta dissertação irá centrar-se na impressão de materiais poliméricos, mais precisamente, termoplásticos.

O processo tecnológico de prototipagem rápida por adição de polímeros filamentosos (FDM ou FFF) é relativamente recente, quando comparado com a origem das tecnologias NC e CNC.

Este processo foi inventado, patenteado e apresentado nos finais dos anos oitenta (mais precisamente em 1989) por *S.Scott Crump* que mais tarde viria a ser cofundador da empresa *Stratasys, Ltd.*

A tecnologia começou a ser comercializada no início dos anos noventa com o nome de *Fused Deposition Modeling* (FDM) ou *Fused Filament Fabrication* (FFF) ou ainda *Plastic Jet Printing* (PJP). A explosão da comercialização em massa desta tecnologia deveu-se ao facto da sua patente ter expirado, o que resultou numa oportunidade global de usufruto, melhoria e acessibilidade da tecnologia a um maior número de utilizadores.

Da mesma forma, acabou por crescer uma comunidade de processos e impressoras 3D com base em tecnologia não proprietária (*Open-Source*) também denominada de comunidade *RepRap*.

O conceito *RepRap* reflete no fundo o crescimento desta tecnologia a nível global com recurso às designadas *self-replicating machines* e demonstra o livre arbítrio da tecnologia associada a estes sistemas. O resultado, como é constatóvel atualmente, traduz-se num crescimento constante do interesse social e industrial pelas tecnologias 3Dp por todo o mundo.

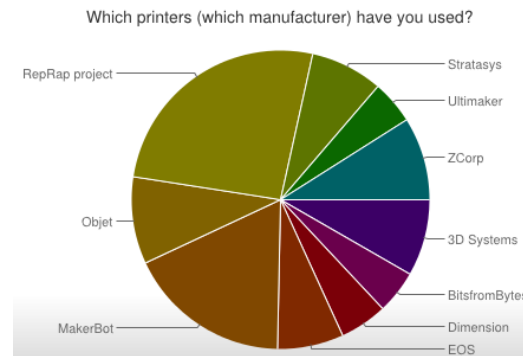


Figura 1: Moilanen, J. & Vadén T.: *Manufacturing in motion: first survey on the 3D printing community*. (first monday 2018) (RepRap 2018)

Para se entender melhor a dimensão do impacto destas tecnologias devemos de ter em conta alguns dados e estatísticas relativamente ao estado do mercado atual. Deve-se ter em conta que a maior percentagem de sistemas de impressão 3D, pertence ao nível amador/recreativo (3Dprint.com 2018a).

Atualmente o conceito mecânico da tecnologia FDM traduz-se na extrusão limitada de um filamento previamente fabricado, em que este é guiado e alimentado diretamente ou indiretamente para o sistema de aquecimento e extrusão. O filamento é empurrado para dentro de uma matriz/extrusor que se encontra a uma temperatura suficientemente elevada, (ligeiramente acima da temperatura de transição vítrea do termoplástico em questão) para o extrudir e moldar na geometria desejada.

Assim, este sistema não é mais do que um par de polias dentadas em que pelo menos uma delas é motorizada, empurrando o filamento para o interior do bocal de extrusão. O filamento é forçado a passar entre as duas polias, o que atribui movimento ao filamento a uma velocidade igual à velocidade tangencial das polias, ou seja, rolamento sem escorregamento.

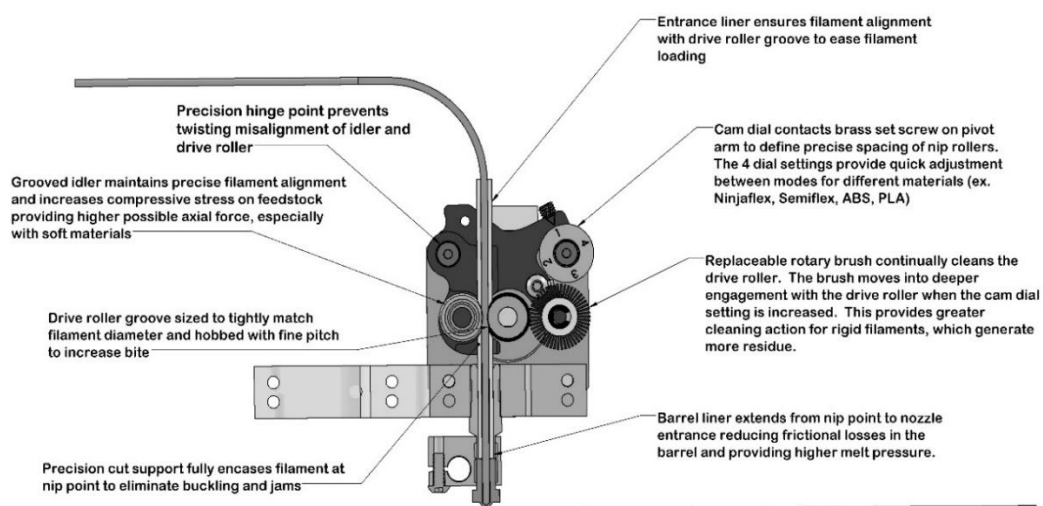


Figura 2: Exemplo do extrusor *Flexion Extruder* com guiamento otimizado para a extrusão de filamentos elásticos. (Diabase 2018)

Apesar de se tratar de uma solução mecânica para extrusão de termoplásticos simples e eficaz, este sistema apresenta alguns problemas e limitações.

Alguns dos problemas presentes neste tipo de sistemas consistem: no bloqueio esporádico do filamento sem causa aparente; na falta de tração no contacto mecânico entre o filamento e a polia (afinação errada, filamento irregular de baixa qualidade ou entupimento/preenchimento do dentado da polia com resíduos do filamento, reduzindo a eficácia do sistema em transmitir tração ao filamento); e, no caso de extrusores com diâmetros inferiores a 0.2 mm, resíduos e contaminantes externos entopem frequentemente a saída do extrusor.

Se se aplicarem comandos de controlo como “*Enable filament retraction*”, a cada viagem executada pela cabeça extrusora (em deslocamento apenas, sem extrudir/depositar plástico na peça) esta realiza a recolha sucessiva do filamento e assim evita o fenómeno indesejado de “teia de aranha” na peça que está a ser produzida.

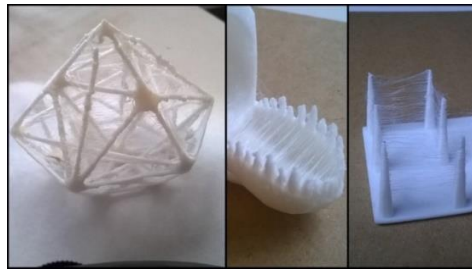


Figura 3: Fenómeno indesejado "Teia de aranha".

Contudo, a recolha sucessiva ao longo de vários ciclos de viagem, puxa lentamente polímero derretido para a zona de dissipação térmica (entrada do filamento na cabeça extrusora) e isso, a longo prazo, provoca um bloqueio da entrada. Este fenómeno é denominado por refluxo e deve ser evitado através de uma construção e programação pensada e devidamente calibrada quer pelo fabricante do extrusor quer pelo utilizador do equipamento.

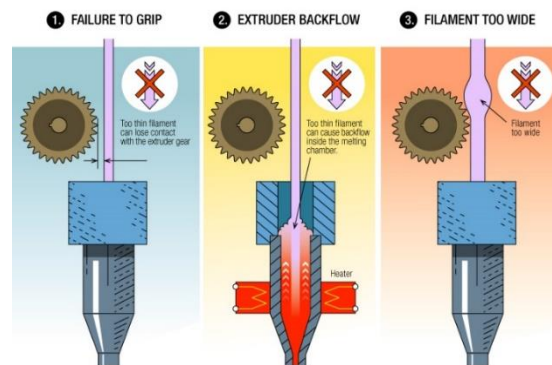


Figura 4: Problemas críticos; 1- Falta de tração; 2 - Refluxo; 3- Filamentos irregulares de baixa qualidade. (Boots Industries 2018)

Funcionalmente este sistema apresenta uma limitação quanto ao caudal máximo possível de extrudir, pois a sobrecarga deste sistema também provoca o fenómeno refluxo que consiste na extrusão de material no sentido contrário ao fluxo de material pretendido, ou seja, através da folga existente entre a parede do orifício e o filamento, como é demonstrado na figura anterior.

A passagem de polímero derretido para a zona de dissipação térmica acaba por tragicamente soldar o filamento ao dissipador bloqueando completamente o sistema. Perante a situação de bloqueio total de filamento no interior do dissipador, o utilizador é obrigado a resolver o problema de forma manual.

A maior limitação deste sistema advém do facto de este estar limitado comercialmente as matérias-primas previamente filamentadas e disponíveis no mercado. Esta limitação reside na escolha da matéria-prima e dos preços aplicados pelos fabricantes dos materiais filamentados. Esta limitação torna-se ainda mais expressiva quando pretendemos extrudir materiais mais exóticos, exigentes e intolerantes a reaquecimentos. Em alguns casos específicos (como é o caso do PEEK), em que o processo de fabricação do filamento, é indesejado ou até mesmo impossível uma vez que o processamento adicional de transformar o grão em filamento de certos termoplásticos, aumenta significativamente a degradação das qualidades e propriedades gerais do material, acabando assim, por prejudicar as características mecânicas finais do material. O resultado de transformar esses materiais em filamentos com qualidade revela-se um processo difícil, o que resulta num aumento do preço.

A solução para todos os problemas e limitações descritas anteriormente podem ser em boa parte resolvidas com sistemas de extrusão de *pellets* e uma das soluções mais utilizadas na extrusão de termoplásticos em grão é o sistema convencionalmente utilizado na indústria da injeção de plásticos, que se baseia no princípio do parafuso de Arquimedes.

O sistema é composto por um parafuso ou tremonha de passo constante ou variável a rodar no interior de um tubo. A rotação do parafuso promove a compressão (deslocamento e mistura de material) e o aumento de temperatura do grão. A restante energia necessária para o aumento da temperatura do termoplástico até uma temperatura ligeiramente superior a temperatura de transição vítrea do material a extrudir, é fornecida por resistências térmicas auxiliares. O resultado final deste conjunto de ações promove a extrusão do material com um caudal linear (sem pulsação) e controlável.

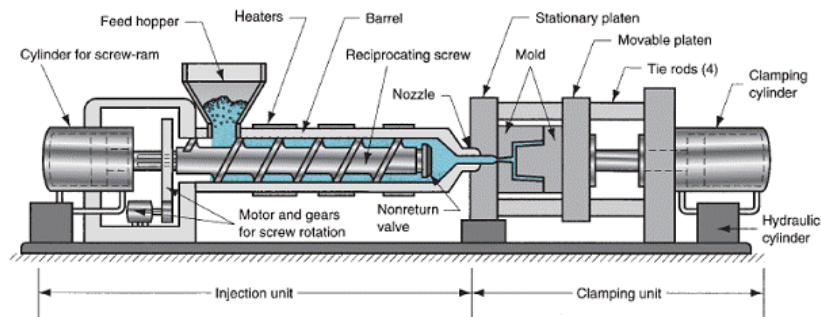


Figura 5: Sistema convencional de extrusão utilizado na indústria da injeção plástica. (Newcore Global PVT. Ltd 2018)

Este sistema já é utilizado em algumas máquinas de impressão 3D de termoplásticos, como é o caso da impressora *David* da *Sculptify* ou da *PAM* da *Pollen*, no entanto ainda não possui a mesma projeção e aceitação que os sistemas convencionais do processo FDM.



Figura 6: Impressoras 3D que usam granulado como matéria prima. *Scultify* a esquerda e *PAM* a direita. (Scultify 2018) (Pollen 2018)

A utilização de um fuso ou tremonha para promover a extrusão do granulado, trata-se da solução mais simples, prática e funcional. Todavia, se numa fase mais avançada deste trabalho, for escolhido um conceito mecânico que se baseie num processo de extrusão com recurso a um fuso, será necessária uma abordagem mais cuidadosa por se tratar, em vários casos, de tecnologia patenteada. Para contornar ou evitar esta abordagem e de forma a responder ao objetivo inicial desta dissertação, será realizado um estudo intensivo de diversos sistemas mecânicos para realizar a extrusão de *pellets* de termoplástico. A escolha final terá de assentar na ponderação do conjunto de critérios e especificações que o sistema de extrusão deverá de respeitar.

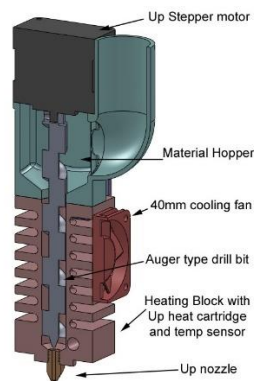


Figura 7: Sistema de extrusão com recurso a uma broca *Auger* para a impressão 3D de termoplásticos (UPE - *Universal Pellets ExtruderAuger*).

Qual a importância do *Open Source* para a presente dissertação e nas tecnologias 3Dp? Alguns anos atrás, para ter uma impressora 3D pessoal a solução passava necessariamente por comprar um sistema industrial com um custo de milhares de euros ou então construir a sua própria impressora com recurso a conhecimentos *Open Source*.

Open Source refere-se às iniciativas tomadas por um ou múltiplos indivíduos, que divulgam e partilham as suas ideias e metodologias de forma livre na internet. Dentro da comunidade, toda a informação e conhecimento científico são disponibilizados pelos seus titulares de forma aberta e gratuita. A informação partilhada pode variar de desenhos elétricos de controladores, algoritmos e código reciclável, design de sistemas, entre outros, sem as restrições da propriedade intelectual.

Existem muitos tipos de tecnologias e materiais com o qual se pode realizar a impressão 3D de um objeto e todas estas tecnologias assentam no mesmo princípio: adição de material.

Para imprimir um objeto 3D, em primeiro lugar temos de construir o modelo digital CAD num computador, através de um *software* de modelação 3D CAD.

Outra alternativa para a construção de um modelo digital a partir de um modelo físico (copia) consiste em usar um scanner 3D. Independentemente do processo usado para obter o modelo digital CAD que se pretende fabricar, este tem de ser submetido a um processo de mapeamento das secções transversais que compõem o objeto (o objeto é laminado tipicamente com uma espessura de 0,1 [mm]). Este processo é realizado por um *software* de laminação “*Slicing Software*”, em que este gera o código G que irá construir o objeto segundo as definições de construção definidas no *software*.

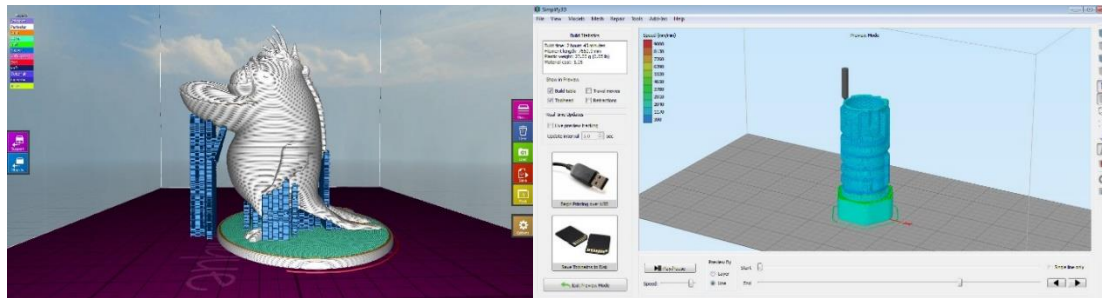


Figura 8: A esquerda, *Software CraftUnique - Craftware (Open Source)* e a direita, *Simplify 3D (Proprietário)*. (all3Dp 2018)

A forma exata de como uma impressora 3D fabrica um objeto, depende da tecnologia empregue. Apesar do elevado número e tipos de processos diferentes, todos eles funcionam segundo um dos quatro princípios/métodos abaixo descritos. (Barnatt 2016)

- Primeiro: todas as impressoras 3D utilizam o princípio da extrusão de um material derretido ou semilíquido para a construção de um objeto. Os materiais extrudidos com maior frequência são termoplásticos, no entanto, existem outros sistemas que são capazes de extrudir, como por exemplo, metal derretido, betão, pastas cerâmicas, gesso ou barro e até alimentos para aplicações de culinária.
- Segundo: todas as impressoras 3D constroem o objeto com recurso à solidificação seletiva de uma resina designada “*photopolymer*” que endurece quando exposta a radiação luminosa ultravioleta emitida por uma fonte de luz, geralmente um laser.
- Terceiro: todas as impressoras 3D sinterizam seletivamente granulados ultrafinos (pós). Tais materiais em pó, podem ser aglutinados de duas formas, com recurso a projeção de um adesivo líquido que é endurecido ou fundindo o próprio material com recurso a uma fonte de calor, por exemplo um laser. Já existem uma grande variedade de materiais que são usualmente utilizados na impressão 3D. Alguns desses materiais são: nylon, cera, bronze, aço inox, cobalto/crómio e titânio.
- Quarto: O último método de impressão 3D é também um dos mais antigos e consiste na produção de objetos com recurso a materiais laminados, por exemplo, papel, plástico ou metal. Cada película de material é colada à camada anterior e posteriormente cortada por uma lâmina ou laser, formando o objeto com camadas de espessura igual ao material que está a ser usado. Durante o processo de fabrico (LOM), existe a possibilidade de atribuir cor no objeto que está a ser fabricado, criando um visual full-color a baixo custo.

Atualmente, as impressoras 3D são usadas para prototipagem rápida em geral. Os demais sistemas servem para criar conceitos ou protótipos funcionais.

Tradicionalmente, protótipos e modelos conceito eram criados com recurso a artesãos com experiência e jeito, em que o processo para a criação do modelo era demorado, trabalhoso e dispendioso. A impressão 3D veio em parte substituir os tradicionais métodos artesanais para a produção de modelos, com tempo de fabrico menores, mão-de-obra reduzida, custos menores e tudo isto com a garantia constante da repetibilidade silenciosa e isenta de salário que são os sistemas de impressão 3D. (ColdFusionTV - Youtube 2018)

Apesar da aplicabilidade das tecnologias 3Dp para utilização em ambiente industrial, nos próximos parágrafos, quero realçar com mais cuidado o mercado emergente do fabrico aditivo pessoal.

Paralelamente ao crescimento das tecnologias 3Dp na indústria, o mercado amador/recreativo está a crescer mais rápido do que a própria indústria, como já foi comprovado anteriormente.

Além do número crescente destes sistemas e custos cada vez menores, o provisionamento de plataformas *Open Source online*, permite a distribuição e a utilização de modelos CAD e ficheiros *STL* de objetos diversos, de interesse geral ou muito requisitados pela população em geral. O melhor exemplo de tais plataformas é o site *Thingiverse*, que possui uma base de dados com milhões de objetos gratuitamente disponíveis para a impressão 3D.

A disponibilidade de conteúdo online dá mais ênfase ao fabrico aditivo pessoal uma vez que este elimina a necessidade de modelação CAD ou conhecimentos de engenharia, abrindo as portas a um maior número de utilizadores finais. O fabrico doméstico de peças suplentes que antes eram comercializadas, passarão a ser produzidas em casa, indústrias e transportadoras eventualmente terão de adaptar os seus serviços de produção e cadeias de transporte a uma nova realidade.

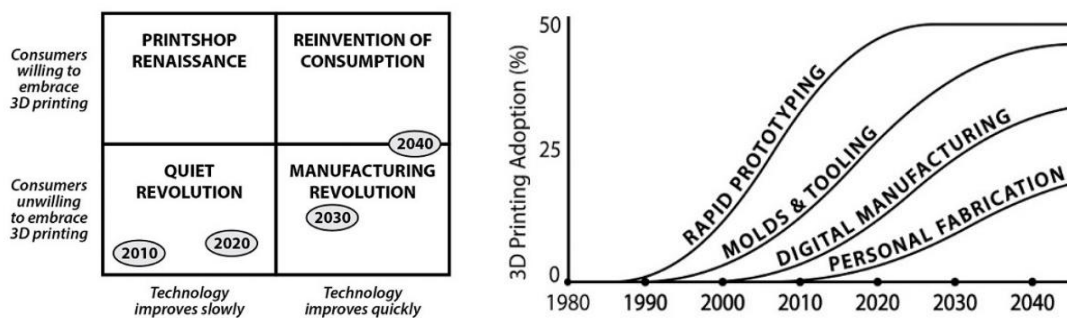


Figura 9: O futuro do fabrico aditivo pessoal segundo dados da IBM *Institute for Business Value* (2014) e curvas de adoção das tecnologias 3Dp segundo o investigador *Christopher Barnatt*. (Barnatt 2016)

Apesar das vantagens do fabrico aditivo pessoal, este acarreta diversas desvantagens controversas, que se começam a verificar atualmente.

Se uma grande percentagem da população começar a produzir alguns dos bens em casa, estes estarão a competir diretamente com as indústrias responsáveis pela produção dos mesmos.

O impacto poderá vir a ser significativo, uma vez que o conteúdo disponibilizado online para a impressão 3D é impossível de controlar. O tema já está a

ser discutido pelos melhores e mais conceituados peritos da área do direito, invocando a discussão de problemas como este ou o livre arbítrio científico (Open Source), direitos de autor, patentes e segurança.

Um exemplo das questões associadas com a impressão 3D que mais intimida e apavora multidões é a segurança. Esta foi discutida em diversas conferências por todo o mundo ao longo dos últimos anos em que foi dado como exemplo prático a cópia e replicação de chaves através das tecnologias 3Dp, demonstrando o quão fácil é possível produzir uma chave mestra para ter acesso a qualquer fechadura.

Poderia passar horas a falar de questões de segurança associadas com as tecnologias 3Dp (ligadas ao armamento e ao terrorismo...). Fica a nota a título de curiosidade, embora não vá desenvolver mais esse campo por não ser esse o tema central deste trabalho.

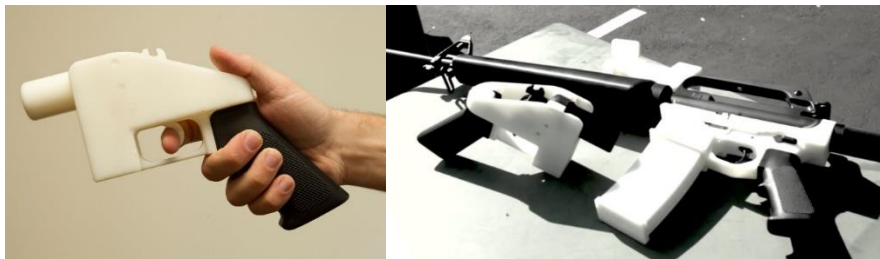


Figura 10: Pistola *Wilson's Ghost Gunner* (100% plástico de disparo único) e componentes da metralhadora de assalto AR 15 cal. 5.56x45mm de fabrico norte americano. (3Dprint.com 2018b)

Apesar de a ideia ser a mesma para quase todas as tecnologias de impressão 3D, o processo para a obtenção do objeto varia de tecnologia para tecnologia, desde a impressão 3D FDM até às máquinas industriais de sinterização a laser de pós e resinas.

Apesar da evolução das tecnologias 3Dp, a impressão 3D em si é um processo moroso na medida em que a liberdade no desenho do objeto aumenta exponencialmente a complexidade do fabrico e dependendo das dimensões do objeto, o tempo de fabrico pode aumentar drasticamente.

Convém ter em mente que nem todos os objetos obtidos por impressão 3D estão totalmente acabados e prontos a ser utilizados como um produto final. Geralmente estes terminam a impressão como produtos semiacabados e por isso requerem, um pós processamento manual, quer seja na retirada de material de suporte quer seja limpeza ou preparação para outro processo ou tratamento.

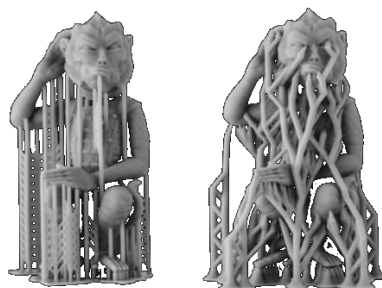


Figura 11: Boneco com respetivo material de suporte (Processo SLA).

Nos últimos 5 anos é notável o interesse crescente nas tecnologias 3Dp, quer a nível amador e recreativo como a nível industrial. Apesar de não existirem dados

oficiais e precisos sobre o número total de impressoras 3D a nível mundial, acredito que atualmente este já ultrapassa um milhão de máquinas em 2017.

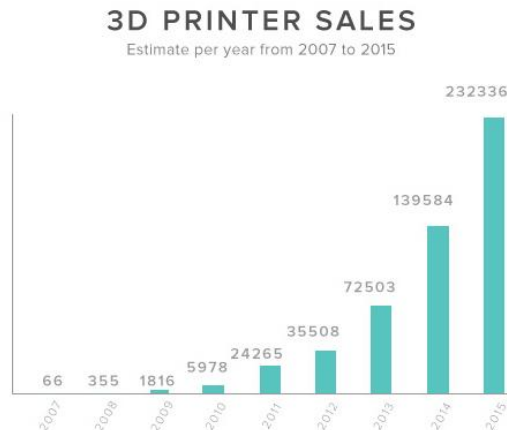


Figura 12: Estimativa da venda de impressoras 3D de 2007 a 2015. (3D hubs 2018a)

Como já foi referido anteriormente, até ao ano de 2008 as tecnologias 3Dp estavam reservadas a um uso exclusivamente industrial. O projeto *RepRap* em conjunto com toda a comunidade *Open-Source* decidiram unir esforços e construir a designada “*Self-replicating machine*”, construindo assim a primeira *desktop 3D printer*. A combinação destes acontecimentos permitiu a redução dos preços destes equipamentos da ordem dos duzentos mil euros para os dois mil e deu assim início ao *consumer 3D printing*.

Acredito que no futuro deixará de fazer sentido ter determinados equipamentos que nos rodeiam no dia-a-dia, uma vez que a funcionalidade destes será facilmente absorvida pelos novos sistemas de impressão 3D. Os sistemas mais inovadores são modulares e permitem realizar um número impressionante de tarefas. Substituindo apenas a cabeça, somos capazes de transformar uma impressora 3D numa fresadora ou furadora CNC com recurso a um eixo rotativo (Spindle), corte e gravação de diversos materiais com recurso a um laser, impressão de documentos com um cartucho de jato de tinta, normalmente utilizado em impressoras para papel, entre muitos outros. (Sculpteo 2018)

Apesar de se tratarem de tecnologias impressionantes e com muito potencial, estas apresentam de um modo geral, vantagens e desvantagens em relação aos métodos tradicionais de fabrico. Enumero sucintamente de seguida as principais vantagens e desvantagens:

- Vantagens da impressão 3D:
 - Complexidade geométrica e mecânica
 - Flexibilidade de produção
 - Sem ferramentas ou moldes (custos menores)
 - Velocidade e facilidade de fabricar (custos menores)
 - Menos desperdício (custos menores)
- Desvantagens da impressão 3D:
 - Custos superiores para produção em massa (limitada a pequenas produções)
 - Limitações na escolha dos materiais, cores e acabamentos

- Propriedades mecânicas geralmente mais baixas
- Baixa precisão (Comparado com os sistemas CNC mais avançados)

Atualmente as tecnologias 3Dp estão a ser aplicadas nas mais exigentes e diversas áreas industriais. Tais áreas são: (3D hubs 2018a)

➤ **Construtoras de automóveis**

As tecnologias de impressão 3D já são utilizadas na indústria automóvel já há algum tempo, para a produção de protótipos e peças funcionais. Outro exemplo é o desporto automóvel, fórmula 1. Estes têm usufruído da tecnologia para a produção e teste de protótipos e mais recentemente, a utilização em competição de componentes obtidos por estas tecnologias. Outro exemplo é a construtora sueca *Koenigsegg* que usa a tecnologia 3Dp para produzir o corpo do turbo de geometria variável, para o modelo One:1. O componente produzido por esta tecnologia permite que o peso do corpo do turbo seja menor e ao mesmo tempo, agüente as forças brutas produzidas pela combustão de um híper carro quando sujeito a condições extremas de competição.



Figura 13: Turbo de geometria variagem do *Koenigsegg One: 1 model*. (3D hubs 2018a)

➤ **Eletrónica**

A utilização do fabrico aditivo por multimilionárias do ramo da eletrónica e sílica, é relativamente recente. Não faz muito tempo que os filmes de ficção científica imaginavam que no futuro (atual presente) os materiais que nos rodeiam no nosso quotidiano teriam inteligência ou consciência alimentadas por energia elétrica “*Internet of Things*”. A impressão de circuitos e sensores elétricos, embutidos em objetos físicos já é há muito vista como o próximo passo lógico na forma como construímos bens, em que compósitos de múltiplos materiais que em conjunto desempenham diferentes funções. Por incrível que pareça, esta visão dos anos 70/80 deixou de ser ficção científica e tornou-se num facto científico há bem pouco tempo. Apesar de ainda se encontrar numa fase experimental, o novo caça de guerra de 5ª geração *F-35* dos Estados Unidos, possui grande parte dos seus sensores, circuitos e condutores embutidos tanto nos componentes estruturais como na fuselagem da aeronave. Outro exemplo muito interessante é o caso da *OPTOMECH* com a impressão de circuitos elétricos e eletrónicos em objetos 3D. (Optomech 2018)

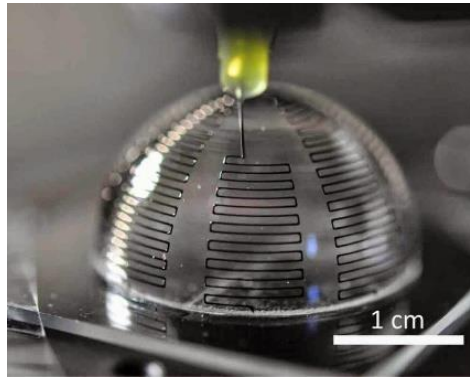


Figura 14: Impressão 3D do perfil de uma antena numa semiesfera. (diy3dprinting 2018)

➤ **Medicina**

Um dos nichos principais das tecnologias 3Dp é a medicina, com a produção de próteses, ferramentas, membros robotizados e até recentemente, órgãos biocompatíveis com o doente. A utilização destas tecnologias permitiu reduzir substancialmente o custo de determinados componentes, como por exemplo, os aparelhos auditivos.



Figura 15: Exemplos de objetos obtidos por tecnologias 3Dp para aplicações medicas. (3D hubs 2018a)

Além de reduzir os custos associados a estes equipamentos, no futuro, estes podem vir a salvar e recompor vidas. Dentro de uma década será possível imprimir um conjunto de órgãos biologicamente compatíveis com o doente. Atualmente a impressão de tecido vivo celular para o fígado e rins, já é possível.

➤ **Construtoras de aeronaves**

As construtoras de aeronaves e as indústrias aeroespaciais desde sempre foram e continuam a ser os que mais investem em processos e tecnologias de ponta para a produção de objetos de grande complexidade, que por sua vez, sem estas tecnologias seriam impossíveis de se obter. Um exemplo perfeito da aplicabilidade destes processos é o novo injetor de combustível desenvolvido pela GE e a *Safran* para o novo motor a jato que será utilizado nos novos aviões *Boeing 737MAX* e no *Airbus A320neo*. A construção do injetor com recurso ao fabrico aditivo permitiu construir um injetor numa peça só. Outrora o mesmo injetor seria composto por cerca de 20 peças individuais que requeriam uma montagem precisa e complexa por forma a constituir o componente. Não só simplificou a construção do injetor como também aumentou a eficiência da combustão no motor a jato, em cerca de 15% e ao mesmo tempo diminuiu o custo de produção deste componente.



Figura 16: Novo injetor de combustível para motores a jato, desenvolvido pela GE e Safran. (3D hubs 2018a)

➤ Companhias aerospaciais

No caso da indústria aerospacial, a utilização de tecnologias 3Dp é vasta. O melhor exemplo, é a companhia aerospacial comercial *SpaceX*. Esta companhia usa e abusa dos novos processos tecnológicos de impressão 3D. A câmara de combustão dos motores de foguetão *SuperDraco* que serão aplicados na nova nave espacial *Dragon*, são produzidos com recurso à impressão 3D. A nova frota de naves espaciais será usada nas próximas missões a Marte de 2022, não tripulado e 2024, tripulado. Esta decisão de produzir os reatores com recurso ao fabrico aditivo permitiu reduzir o peso, aumentar a performance, reduzir o custo e tudo isto num record de tempo, em apenas três meses foi possível passar do primeiro desenho até ao produto final. A impressão destes componentes é realizada com recurso ao material *Inconel*, que consiste numa superliga metálica de alta performance, utilizada inúmeras vezes em aplicações aeroespaciais.

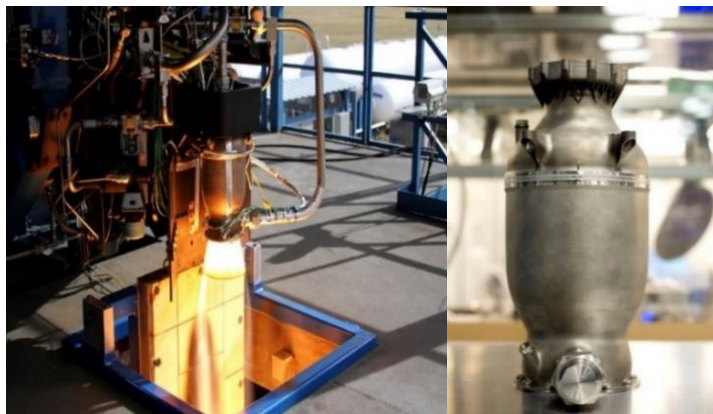


Figura 17: À esquerda, o motor *SuperDraco* em fase de testes, produzindo uma impulsão de mais de 500 [KN] e à direita a respetiva câmara de combustão obtida por fabrico aditivo. (3D hubs 2018a)

➤ Cinematografia

A cinematografia não demorou muito a perceber que as tecnologias 3Dp podiam simplificar a produção de filmes e nomeadamente reduzir os custos em efeitos especiais e pós processamento gráfico do filme. Uma aplicação comum do fabrico aditivo é para a construção de fatos ou vestimentas e objetos decorativos ou paisagísticos que são utilizados durante as filmagens. Uma empresa que se dedica exclusivamente à produção digital de estúdio, é o caso da *Factor 31* sediada em Los Angeles com o famosíssimo concept designer *Vitaly Bulgarov*.



Figura 18: A arte da ficção científica, fantasia e terror by Vitaly Bulgarov. (3D hubs 2018a)

➤ **Arquitetura**

Antes do desenvolvimento das tecnologias 3Dp, a criação de maquetes ou modelos a escala era um processo demorado e trabalhoso. Atualmente grande parte dos escritórios de arquitetura podem facilmente e rapidamente produzir uma maquete a escala diretamente dos modelos CAD. Dependendo do grau de precisão e principalmente, do detalhe requerido da maquete, esta pode ser produzida com recurso a materiais diferentes e com cores diferentes, conferindo um grau de realidade superior.



Figura 19: Exemplo de uma maquete fabricada com recurso a impressão 3D. (3D hubs 2018a)

Uma das promessas mais ambiciosas das tecnologias 3Dp, é a utilização destas tecnologias nas escolas, permitindo aos alunos e professores construir os seus conceitos e ideias para os mais diversos programas de educação. Com os alunos a trabalhar e a estudar na presença de modelos e objetos reais, será obviamente mais fácil e interessante o exercício de aprendizagem.

Muitas escolas já começaram a introduzir estas tecnologias nas salas de aula por forma a estimular os alunos para atividades curriculares e extracurriculares.



Figura 20: Utilização de impressoras 3D FDM nas salas de aula do Japão. (ASME setting the standard 2018)

➤ **Design**

No design de objetos, a impressão 3D é a ferramenta mais importante do designer, visto que esta permite obter o objeto físico e a partir desse avaliar e redesenhar o objeto por forma a que este obtenha a forma final e ergonomia final desejada. Um bom exemplo da importância da impressão 3D para o design, foi a campanha do *Kickstarter* com o nome de *Misen Kitchen Knife*. O objetivo da campanha seria a produção de uma faca de cozinha de alta qualidade e performance a um custo baixo. Para tal o designer utilizou a impressão 3D para o estudo e desenho da pega da faca para a tornar a mais segura possível e garantir uma utilização confortável ao maior número possível de utilizadores. Além da pega a própria lâmina foi desenhada, tendo em conta a performance das melhores facas no mercado. A parte impressionante desta história, foi o seu sucesso, angariando mais de um milhão de dólares com cerca de treze mil apoiantes, tudo isto por uma simples faca de cozinha.



Figura 21: Faca de cozinha Misen. (3D hubs 2018a)

➤ **Engenharia**

Na área da engenharia, a impressão 3D adquire o seu maior estatuto e importância, visto que esta tecnologia não só permite a conceptualização de ideias como permite a aplicação direta de protótipos para os mais diversos tipos de testes e aplicações a que o objeto tenha de ser submetido, utilizado ou testado. A impressão 3D é a única ferramenta que permite aos engenheiros obter o objeto físico de forma economicamente viável e num prazo de tempo curto, conferindo determinadas noções ao engenheiro ainda durante a fase de projeto, o que por sua vez permite a validação ou não do mesmo. O resultado é a redução do tempo de projeto, custos associados ao desenvolvimento e eventualmente a redução de problemas ou fiascos após o desenvolvimento do objeto.

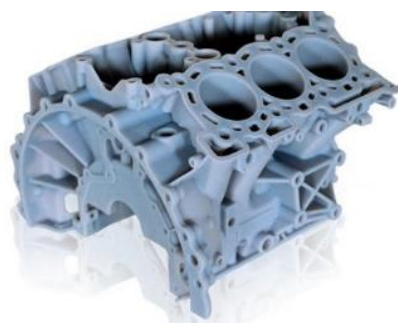


Figura 22: Impressão 3D do bloco de um motor V6 de combustão interna, para ser avaliado e inspecionado visualmente antes de se passar a fase de produção e vazamento. (3D hubs 2018a)

➤ **Vestuário e Calçado**

Semelhante a cinematografia e design, os estilistas de moda estão a prestar cada vez mais atenção às tecnologias 3Dp, principalmente na área do calçado e na produção de roupa com conceitos futurísticos.



Figura 23: Exemplo de um sapato com sola flexível, projetada a medida com recurso a impressão 3D. (3D hubs 2018a)

2.1 Tipos e vertentes de processos de impressão tridimensional

Nesta secção serão expostos todos os tipos e vertentes das tecnologias 3Dp existentes no mercado atual, com especial atenção para os mais utilizados e famosos. Os diferentes tipos de processos podem ser analisados em função do processo ou do conceito tecnológico associado, materiais que imprime e qualidades e propriedades finais do objeto.

Na página seguinte é apresentado um diagrama que expõe todas as tecnologias que existem atualmente, nome do processo, material e respetivos fabricantes destes equipamentos, porem apenas será analisado com mais cuidado o FDM.

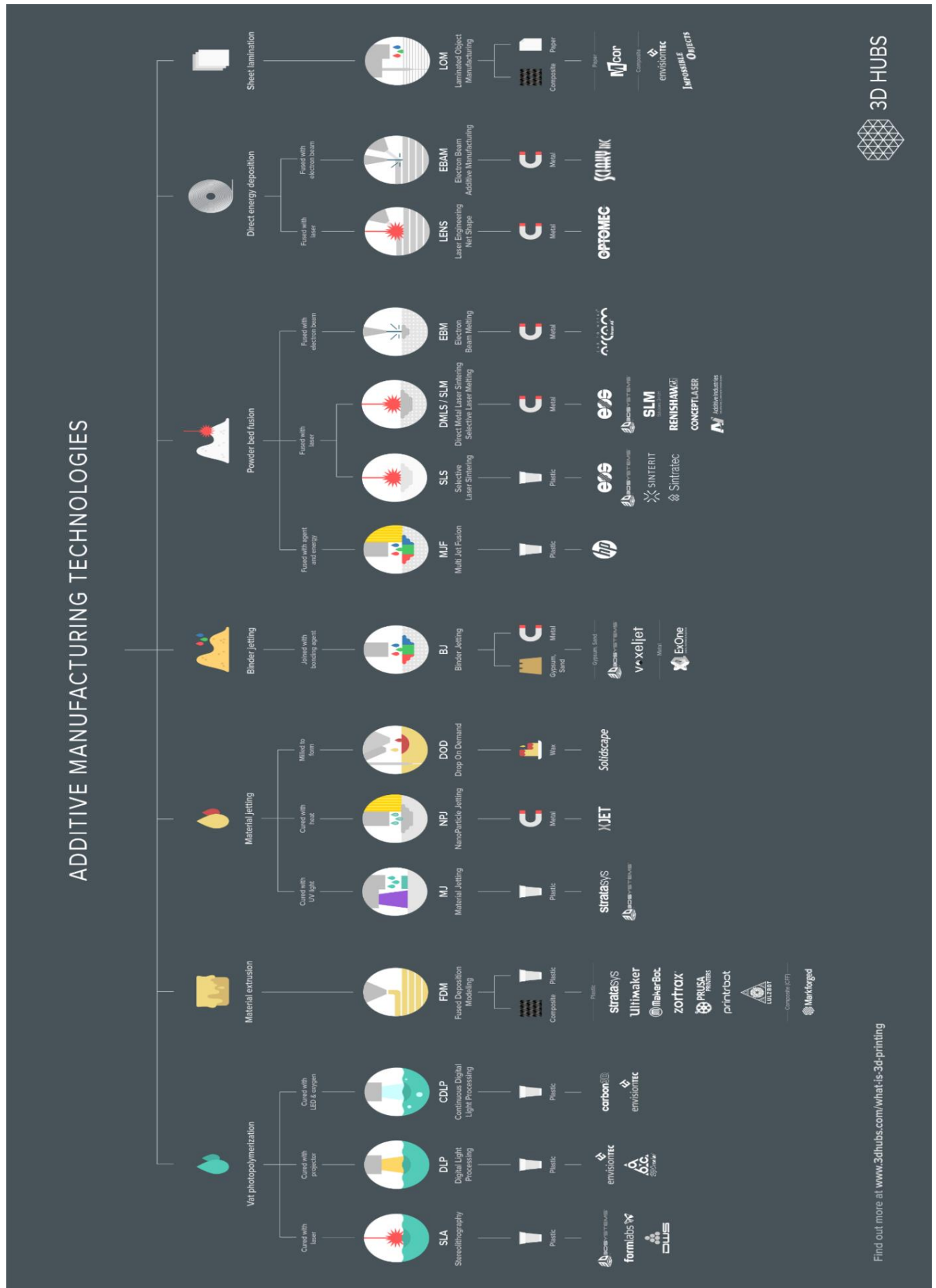


Figura 24: Tipos de tecnologias 3Dp. (3D hubs 2018a)

- **FDM**

O processo de impressão 3D mais usado e conhecido é naturalmente o *Fused Deposition Modeling* (FDM) e começa com a extrusão de um termoplástico em filamento. Este é derretido e depositado segundo um conjunto de trajetórias pré-definidas no código G do sistema. O material que é depositado rapidamente solidifica, passando a fazer parte integrante do objeto e cada camada serve de base para a deposição da seguinte camada. O processo de deposição de camadas é repetido até que o objeto esteja finalizado. (3D hubs 2018b)

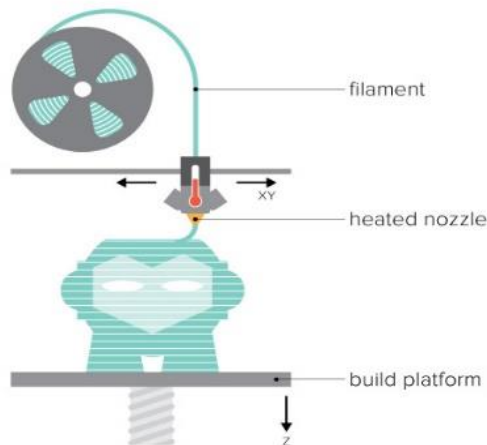


Figura 25: Esquema do funcionamento do processo FDM. (3D hubs 2018a)

Este processo de impressão 3D é o mais barato do mercado e oferece uma grande variedade de materiais poliméricos com cores diferentes e múltiplos filamentos aditivados como por exemplo partículas ou fibras de carbono, metais, fibras orgânicas ou até grafite. (ComputerWorld 2018a), (ScienceDirect 2018), (Xiaoyong Tian, et al. 2016), (Graphene-info 2018), (3D Printing Industry 2018).

O processo FDM é uma excelente escolha para o fabrico rápido e económico de objetos com uma flexibilidade enorme quanto a aplicabilidade destes objetos. Desenvolvimentos mais recentes deste processo vieram permitir a produção de objetos acabados, totalmente funcionais e com sistemas externos embutidos no próprio objeto com por exemplo, acoplamentos/fixações mecânicas, fios condutores e componentes eletrónicos.



Figura 26: Objetos obtidos através do processo FDM (Um drone e a caixa do microcomputador Raspberry Pi 3). (3D hubs 2018a)

Apesar dos diversos tipos de tecnologias e conceitos existentes, esta tese está diretamente relacionada com o FDM, apenas. Apesar de diferentes, todos os conceitos

têm por base o mesmo objetivo: a produção 3D de objetos funcionais ou não, com recurso a adição de material.

Assim sendo, a escolha do processo tecnológico adequado para a produção de determinado objeto depende apenas do objeto em si, da sua funcionalidade, do material que o vai constituir e do nível de precisão e detalhe requerido ao objeto. Tendo em conta estes quatro parâmetros, a escolha do processo de fabrico fica automaticamente restringida a uma ou duas tecnologias 3Dp.

Relativamente aos materiais disponíveis para as tecnologias 3Dp, estes podem ser classificados e divididos em quatro tipos: cerâmicos, plásticos, compostos orgânicos e metais ou ligas metálicas. Porém, convém referir que, com o avanço contínuo destas tecnologias e dos próprios materiais, existe um outro tipo de material que não se enquadra em nenhuma das categorias já referenciadas: os materiais do tipo “adicionais” ou “complementares”.

Os materiais do tipo “adicionais” possuem funções semelhantes aos materiais usados nos compósitos em que estes geralmente são compostos por dois elementos, a matriz e a fibra.

No caso das tecnologias 3Dp, a “matriz” acaba por ser o material base que compõem grande parte da matéria prima utilizada (p.ex. termoplástico) e as “fibras” ou partículas, o material adicional que está a ser misturado ou introduzido juntamente com o material da matriz durante o fabrico do objeto. Estes materiais adicionais podem ser fibras contínuas ou partículas de carbono, kevlar, vidro e metais (*MIM 3d printing*), bem como, corantes e endurecedores ou outras matérias como é o caso da grafite ou materiais fosforescentes que absorvem a luz e a emitem na ausência dela.



Figura 27: Exemplos de materiais do tipo aditivo; Materiais que brilham no escuro e componente de nylon reforçado com fibras de carbono contínuas – *Markforged*. (3Dprintingforbeginners.com 2018), (Markforged 2018)



Figura 28: Chassi de um drone impresso com o material *Onyx* da *Markforged*. Exemplo de um material reforçado com partículas de fibra de carbono. (Markforged 2018)

Apesar da subjetividade e confusão relativamente à nomenclatura, designações e termos ou conceitos das tecnologias 3Dp, estas estão tabeladas e estandardizadas de forma clara na norma ISO/ASTM 52900 (*3D Printing Technologies*). Esta norma foi lançada em dezembro de 2005 e define os processos de fabrico aditivo em diferentes categorias.

Material Extrusion:	a nozzle extrudes a semi-liquid material to build up successive object layers.
Vat Photopolymerization:	a laser or other light source solidifies successive object layers on the surface or base of a vat of liquid photopolymer.
Material Jetting:	A print head selectively deposits droplets of a liquid build material that is cured or fused solid using UV light or heat, or which solidifies on contact.
Binder Jetting:	a print head selectively sprays a binder onto successive layers of powder.
Powder Bed Fusion:	a laser or other heat source selectively fuses successive layers of powder.
Directed Energy Deposition:	a laser or other heat source fuses a powdered build material as it is being deposited.
Sheet Lamination:	sheets of cut paper, plastic or metal are stuck together.

Figura 29: Norma ISO/ASTM 52900 – Simplificação das tecnologias 3Dp, segundo *Christopher Barnatt*. (Barnatt 2016).

2.2 Impressão tridimensional de termoplásticos (FDM/FFF)

As tecnologias de impressão 3D mais comuns consistem na extrusão de material, geralmente na forma de filamento, através de um bocal. Este processo consiste na deposição de material no estado líquido ou semilíquido ao longo de toda a camada e na repetição seguinte do mesmo processo para as camadas restantes. Além dos convencionais plásticos, podem ser extrudidos outros materiais, tais como pastas cerâmicas, metais ou compostos orgânicos.

Apesar da diversidade de materiais cuja utilização é possível, os mais comuns e os que estão diretamente relacionados com esta dissertação são os materiais plásticos, mais precisamente os materiais termoplásticos.

Os termoplásticos podem ser derretidos por curtos períodos de tempo sem se verificar uma degradação significativa das suas propriedades mecânicas. Como já foi referido anteriormente, o processo FDM foi inventado pelo atual líder do mercado, *Stratasys*.

Outros fabricantes utilizam diferentes nomenclaturas para descrever basicamente o mesmo conceito. Por exemplo, no caso do fabricante *3D Systems*, estes referem-se ao processo como “*Plastic Jet Printing*” (PJP). Outros exemplos são o “*Fused Filament Fabrication*” (FFF) ou até mesmo o “*Fused Deposition Method*” (FDM). O facto de que o último coincidir com o original FDM é claramente coincidência!

Como já foi explicado anteriormente, o conceito base do processo FDM consiste em passar o material filamentado através de duas polias motorizadas que empurram e extrudem o material através de um bocal.

Assim sendo, a estrutura/arquitetura da máquina é de extrema importância uma vez que é esta que irá definir e/ou comprometer as características mecânicas e funcionais da impressora durante a sua vida operacional. Após uma análise breve do mercado das máquinas de impressão 3D FDM, concluímos na existência de dois tipos de estruturas: a cartesiana e a delta/paralela.

Além destas duas arquiteturas, mais recentemente temos vindo a usar arquiteturas diferentes da cartesiana e delta, como a do robô SCARA ou até mesmo manipuladores robóticos de 6 eixos e máquinas CNC de 5 eixos. (ComputerWorld 2018b), (Aniwa 2018)

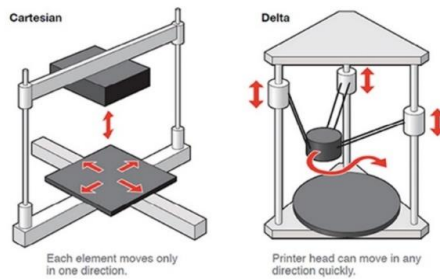


Figura 30: Estrutura Cartesiana vs. Delta. (Pintstein 2018)

A ideia de que só é possível extrudir um material de cada vez com recurso a tecnologias FDM, foi já há muito tempo ultrapassada. Atualmente existem inúmeras soluções no mercado para a impressão 3D de múltiplos materiais sequencialmente ou em simultâneo, combinando cores e materiais.

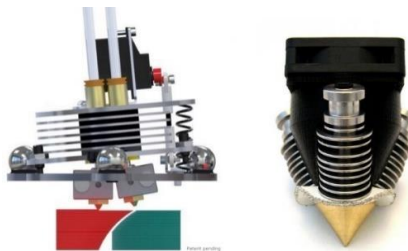


Figura 31: Extrusor duplo da impressora 3D *SpiderBot* e o bocal de extrusão tripla do tipo diamante. (Spider Bot 2018) (RepRap.me 2018)

A extrusão de múltiplos materiais em simultâneo aumenta significativamente a flexibilidade destes sistemas relativamente à sua utilização e operação, aumentando o leque de aplicabilidade destes sistemas. Um exemplo do potencial da extrusão de múltiplos materiais é o caso da *Voxel8* (a primeira impressora 3D de componentes eletrónicos). Esta máquina permite a construção de objetos de plástico com a integração de circuitos e componentes eletrónicos.

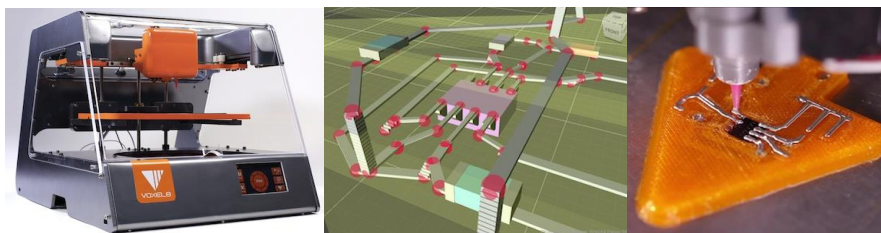


Figura 32: Primeira impressora 3D de componentes eletrónicos *Voxel8*. (Design Engineering 2018)

Como foi possível verificar no início do ano de 2017, o fabricante *Open Source Prusa Research* decidiu atacar o tema da extrusão de múltiplos materiais e desenvolveu o seu próprio kit multimaterial para as suas impressoras FDM com a extrusão sequencial de 4 materiais diferentes.



Figura 33: Impressora 3D FDM *Prusa i3 mk2 multi-material*.

Uma vez que as impressoras 3D de 5 ou mais eixos ainda estão em fase de desenvolvimento, as tradicionais impressoras 3D FDM de 3 eixos possuem uma limitação inerente ao processo de fabricação. Estas necessitam obrigatoriamente de material de suporte para sustentar ou segurar o material do objeto durante o seu fabrico.



Figura 34: Exemplo da utilização de material suporte. (Matterhackers 2018)

A utilização de material de suporte é extremamente indesejável por diversos motivos. O primeiro, de carácter inevitável, é a quantidade de material utilizado e o respetivo custo. De resto, existem outros problemas com a utilização de material de suporte que se reportam, em resumo, ao aumento significativo do tempo de fabrico do objeto e consequentemente ao aumento do tempo e da dificuldade no pós processamento, na retirada e limpeza do material suporte.

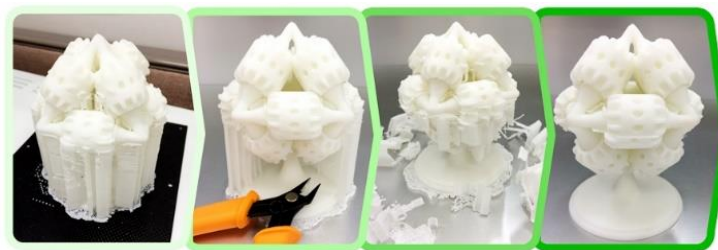


Figura 35: Pós-processamento de um objeto com material suporte.

O material suporte funde-se frequentemente com a superfície do objeto, o que dificulta a sua retirada e danifica a qualidade superficial. Caso a utilização de material de suporte seja exagerada este transporta-se para o objeto e torna-se parte integrante do mesmo (o que acaba naturalmente por impossibilitar a remoção total e eficaz do material) resultando assim numa impressão não válida.

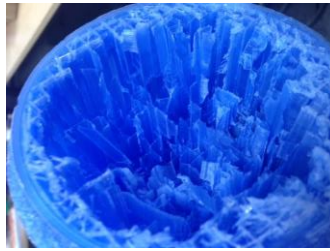


Figura 36: Exemplo dos efeitos da densidade elevada de material suporte.

É necessário ter em conta que a retirada de material de suporte idêntico ao material do objeto, pode tornar-se numa tarefa muito difícil, tendo em conta alguns dos materiais mais resistentes.

No caso de utilizar o mesmo material do objeto como material de suporte, inevitavelmente está-se a comprometer a performance e a função do suporte, uma vez que, este tem a facilidade de criar micro fusões com o material do objeto nas suas redondezas. A função ideal do suporte é muito semelhante à cofragem, andaimes e escoras, elementos muito utilizados na construção civil para sustentar provisoriamente a estrutura com o mínimo de vestígios de contacto entre os elementos estruturais e os de suporte.

Para evitar ou a contornar o problema anteriormente referido é necessário recorrer à extrusão de um segundo material para este último servir de suporte. Paralelamente, para a utilização eficiente e correta de material de suporte é necessário recorrer à extrusão de um segundo material (diferente do material que compõe o objeto). Idealmente deve ser acautelado que estes os dois materiais mostrem dificuldades em se misturarem ou por outras palavras, os dois devem ser imiscíveis.

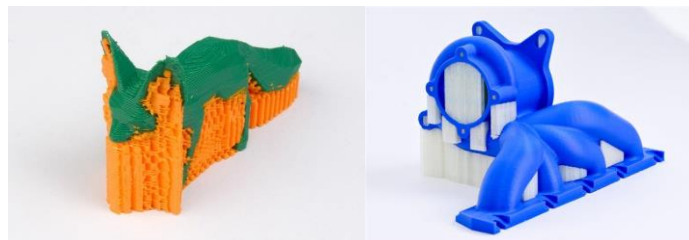


Figura 37: Exemplo da extrusão de materiais diferentes para a função de suporte. (3ders.org 2018a)

O melhor exemplo da aplicabilidade da extrusão de múltiplos materiais é a possibilidade de combinar materiais e cores e, acima de tudo, a possibilidade de utilização de materiais específicos para a função de suporte.

Os materiais que revolucionaram a utilização de material de suporte de forma eficaz e eficiente foram os novos materiais solúveis em água, tal como o PVA (*Poly vinyl alcohol*).

Apesar de ainda se tratarem de materiais caros para a utilização corrente em impressões 3D, estes possibilitam a retirada de material de suporte em objetos de elevada complexidade. Sem estes materiais a retirada do suporte muitas vezes é impossível, como por exemplo, com objetos com cavidades ou ocos com o mínimo de acesso do exterior.



Figura 38: 1 - Suporte convencional (mesmo material do objeto, ineficiente); 2 - Suporte 100% PVA (dispendioso); 3 - Suporte composto maioritariamente do mesmo material do objeto com apenas a superfície de contacto com o objeto sendo feita de PVA (eficiente). (3ders.org 2018b)

Apesar da enorme aplicabilidade do FDM é necessário entender quer as suas virtudes como os seus problemas e um deles é o passo.

O passo corresponde aos incrementos de deslocamento mínimo de que o sistema é capaz, quer na resolução das camadas quer na precisão e resolução dos eixos X e Y, os objetos obtidos pelo processo FDM sofrem inerentemente de problemas de ligação/fusão entre diferentes camadas.

Este problema de laminação do objeto surge de uma forma muito semelhante àquela que acontece na dinâmica de propagação de fendas (objetos aparentemente robustos e sãos, mas com evidências de laminação local e de tensões residuais associadas a efeitos térmicos que acarretam a falha catastrófica do objeto).

O efeito de laminação é o motivo pelo qual os objetos impressos em tecnologias 3D geralmente apresentam comportamentos e propriedades mecânicas excelentes segundo dois eixos e meio.

O meio eixo surge das fragilidades associadas com a interligação das camadas de material que acabam por funcionar como fatores de concentração no objeto.

De forma pragmática, os objetos obtidos por FDM apresentam péssimas propriedades mecânicas quando sujeitos a corte segundo o plano da camada(c), torção(b) e tração segundo a direção normal a camada(a). Por outro lado, a compressão (dois eixos e meio) apresenta uma excelente performance.

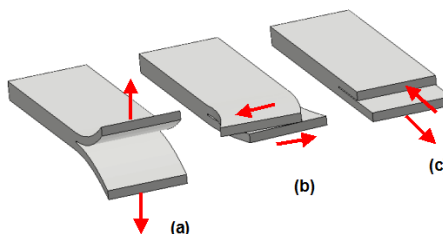


Figura 39: Modos de laminação.

O fenómeno de laminação apesar de bem estudado e entendido no mundo da engenharia, ainda passa despercebido no mundo das tecnologias 3Dp FDM. Este fenómeno geralmente surge com frequência na impressão de materiais com coeficientes de expansão térmica elevados sem um controlo adequado da atmosfera envolvente, com a impressão de diferentes materiais ou contacto insuficiente na deposição de material ou então, gradientes térmicos desadequados.

Se compararmos um mesmo objeto obtido por injeção plástica é possível visualizar algumas vantagens óbvias da injeção plástica. Estas vantagens englobam o

comportamento mecânico do objeto segundo todas as direções (superior e homogêneo) e por outro lado, englobam também a precisão dimensional da injeção plástica que é superior, assim como a qualidade superficial (igualmente superior à da impressão FDM). Em último lugar, é de sublinhar também a cadência de produção da injeção plástica. A construção por camadas proporciona inevitavelmente uma superfície com socos ou patamares, visíveis a olho nu.

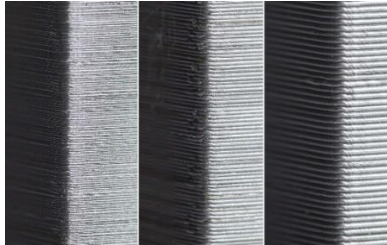


Figura 40: Efeito das camadas na qualidade superficial do objeto. (3D hubs 2018a)

Outros fenómenos que ocorrem no processo FDM e afetam significativamente a qualidade superficial são a extrusão deficiente de material ou as vibrações/ressonâncias induzidas pelo funcionamento da própria impressora.

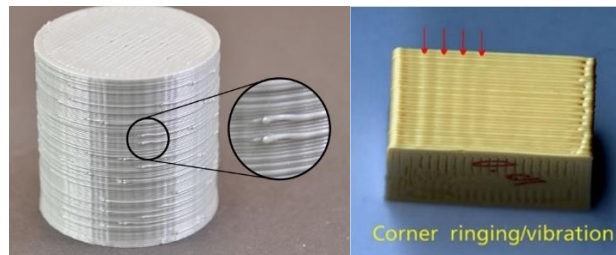


Figura 41: A esquerda a extrusão deficiente com excesso de extrusão e a direita o efeito de um movimento brusco (canto a 90 graus) causado a impressão de virações/ondulações visíveis na superfície do objeto. (Simplify3D 2018)

Apesar das limitações e problemas inerentes ao processo, este continua a ser dos processos mais admirados e utilizados, quer a nível industrial quer amador ou recreativo. A sua aplicabilidade assume proporções estonteantes. Com a impressão de qualquer material que possa efetivamente ser extrudido, é possível visionar futuras aplicações interessantes desta tecnologia.

As maiores vantagens dos sistemas FDM traduzem-se na sua simplicidade, mecânica e controlo. Além de se tratar de uma tecnologia modular, esta também é escalável, ou seja, depende das dimensões do objeto pretendido. Basta apenas aumentar as dimensões da máquina ou então utilizar manipuladores robóticos sobre carris servo motorizados.

Algumas das aplicações atuais mais interessantes desta tecnologia consistem na impressão de objetos em grande escala. A construção civil é a principal área que atualmente investe em sistemas de impressão em grande escala com a impressão de estruturas de betão, reforços fibrosos e isolamentos térmicos e acústicos para interiores.

A indústria aeroespacial e automóvel também mostra particular interesse em utilizar sistemas de impressão a grande escala. Com a impressão de componentes robustos e sólidos (de uma só peça) é possível reduzir inúmeros custos e dificuldades associadas com os tradicionais métodos de fabrico. Alguns exemplos são o chassi/carroçaria de um carro ou secções da fuselagem de aeronaves ligeiras.



Figura 42: Primeiro carro com carroçaria monobloco totalmente fabricado com impressão 3D. (Business Wire 2018), (LM labs 2018)

Apesar do futuro abrangente e promissor da tecnologia 3Dp, é preciso entender que esta irá no futuro subdividir-se nos tradicionais sistemas FDM (que continuarão a usar matérias filamentadas para a obtenção de objetos pequenos com elevada precisão dimensional e geométrica) e outros novos sistemas que vão passar a extrudir plásticos, tendo em conta a performance económica da impressão 3D de termoplásticos.

Estes últimos serão capazes de extrudir termoplásticos de qualquer forma, sejam eles filamentos, pedaços ou restos de plástico reciclados ou mesmo matéria-prima em bruto (*pellets*) com rendimentos muito superiores aos atuais sistemas de extrusão. Ainda assim, são peças de grandes dimensões com acabamento superficial grosseiro que posteriormente necessitarão de operações de retificação, com recurso a sistemas CNC de arranque de apra ou operações manuais de enchimento e acabamento.

Recentemente o mercado da impressão 3D adotou o processo MIM (*Metal injection molding*) utilizado na injeção plástica para a produção de objetos metálicos (Metal powder report 2018). A matéria prima que serve de base ao processo consiste em *pellets* compostos por uma matriz polimérica (elemento em menor quantidade) e pós metálicos (elemento em maior quantidade) (Engineering.com 2018). Estes são extrudidos para molde/matriz e posteriormente sinterizados num forno (queima total da matriz e fusão completa das partículas metálicas) (Dynacast - Solutions made solid 2018).

Alguns dos fabricantes que apresentam soluções de impressão 3D “FDM” de objetos metálicos são a *Markforged*, *Desktop Metal* e *AIM3D*.



Figura 43: A esquerda a *Desktop Metal* (Metal 2018), no centro a *AIM3D ExAM255* (AIM3D 2018) e a direita a *Markforged Metal X* (Markforged 2018).

3 Matéria prima (Termoplásticos)

Os materiais plásticos são diversos e por isso mesmo, iremos focar com mais detalhe o tipo de material plástico com o qual está relacionado este tema. Por outras palavras, vamos falar dos polímeros designados de termoplásticos.

Um termoplástico é um plástico sintético que é moldável com o aumento da temperatura e rígido à temperatura ambiente. A maioria dos termoplásticos tem um peso molecular elevado (com cadeias moleculares longas, comum dos plásticos) e apresenta um comportamento de enfraquecimento progressivo das forças de ligação intermolecular (Forças de *Van Der Waals* ou Ligações de Hidrogénio) com o aumento da temperatura, o que resulta num fluido não newtoniano com viscosidade elevada.

Os termoplásticos são reutilizáveis ou recicláveis. No entanto, a cada reaquecimento é notável a sua degradação. Em contrapartida, os plásticos denominados de termo endurecíveis, não toleram reaquecimentos, visto que, estes sofrem um processo de cura que altera de forma irreversível as ligações químicas do material. Ao reaquecer um termo endurecível, este rapidamente inicia um processo de decomposição ou degradação das cadeias macromoleculares.

Pelo contrário, os termoplásticos não necessitam do processo de cura visto que estes são capazes de reabastecer as ligações químicas com o seu arrefecimento. Estes são diretamente fundidos e moldados com temperaturas a variar dos 150 aos 900 graus Celcius dependendo do material e da sua composição.

O ponto em que ocorre a transição da estrutura cristalina (estado sólido) para uma estrutura amorfa (estado líquido) é denominado de temperatura de transição vítrea (TV). Convém referir que nem todos os polímeros possuem uma estrutura cristalina à temperatura ambiente, mas antes uma estrutura parcialmente amorfa ou maioritariamente amorfa.

A temperatura de transição vítrea está abaixo da temperatura de fusão do material e geralmente é em torno desta que o material é moldado ou trabalhado. O intervalo entre a temperatura de transição vítrea e a temperatura de fusão é apertado e a degradação do material acelera consoante a temperatura se aproxima da temperatura da fusão. É preciso ter especial atenção com a temperatura de extrusão visto que o controlo de uma temperatura adequada é um dos requisitos essenciais que todos os sistemas de extrusão de termoplásticos devem de assegurar.

No intuito de proporcionar uma visão genérica das matérias existentes, na tabela em baixo, serão expostos e detalhados exemplos de termoplásticos de forma breve e sucinta.

Tabela 1: Tipos de termoplástico.

PMMA – <i>Poly(methyl methacrylate)</i>	PMMA é conhecido por acrílico (produto da <i>lucite</i> , <i>Perspex</i> e <i>Plexiglass</i>) e é um excelente substituto para o vidro.
ABS – <i>Acrylonitrile butadiene styrene</i>	ABS é um termoplástico sintetizado de <i>Styrene</i> e <i>acrylonitrile</i> com a presença de <i>Polybutadiene</i> . É um material relativamente leve com elevada resistência ao impacto e resistência mecânica. Sendo um derivado do petróleo, este apresenta riscos para a saúde humana. É utilizado em tudo.
Nylon – <i>Polyamides</i>	O Nylon é um material que pertence a classe das Poliamidas. Este material é usado tanto para produção de fibras (cordas e têxtil) como para a produção de componentes mecânicos (embalagens, engrenagens, entre outros).
PLA – <i>Polylactic acid</i>	PLA é um plástico recorrente na impressão 3D FDM. É um termoplástico biodegradável (<i>aliphatic polyester</i>) derivado de fontes renováveis, tais como, milho, cana de açúcar ou tapioca.
PBI – <i>Polybenzimidazole</i>	PBI é um material sintético com uma temperatura de fusão elevada, com alguns materiais a chegar aos 900 °C ainda no estado sólido. Para além da excelente estabilidade térmica, este apresenta uma resistência ao fogo excelente (Provavelmente o melhor de todos os polímeros). Este geralmente vem em forma de fibra ou bloco e é utilizado por exemplo no tecido dos fatos de astronautas e roupas dos bombeiros.
PC – <i>Polycarbonate</i>	Polycarbonato é um polímero caracterizado pela sua facilidade em ser trabalhado ou moldado. Utilizado em componentes eletrónicos, materiais de construção, sistemas digitais de armazenamento, peças de automóveis e aeronaves bem como, próteses.
PES – <i>Polyether sulfone</i>	PES consiste num termoplástico de engenharia com elevada estabilidade térmica e química.
POM – <i>Polyoxymethylene</i>	POM é outro termoplástico de engenharia muito utilizado para a produção de peças com elevada precisão, elevada rigidez, coeficiente de fricção baixo e excelente estabilidade dimensional.
PEEK – <i>Polyetherether ketone</i>	PEEK é orgânico e incolor. Este pertence à família do <i>Polyarylether ketone</i> – PEAK e é frequentemente utilizado para aplicações de engenharia. Propriedades características do PEEK são as excelentes propriedades mecânicas e químicas a altas temperaturas, resistência ao fogo e baixa emissão de gases tóxicos.
PEI – <i>Polyetherimide</i>	PEI apresenta boas características como, coeficiente de distorção baixo e elevada resistência mecânica e química a altas temperaturas.
PE – <i>Polyethylene</i>	Existem quatro tipos de termoplásticos que pertencem à família do PE e estes estão categorizados segundo a sua densidade e estrutura molecular. São utilizados para diversas aplicações tais como componentes mecânicos e indústria alimentar.
PPO – <i>Polyphenylene oxide</i>	PPO é um material com propriedades atrativas, tais como, coeficiente de distorção/dilatação baixo, resistência ao impacto, estabilidade química quer a ácidos minerais ou orgânicos e um índice de absorção de água baixo (ao contrário de, por exemplo, o Nylon que é muito hidrofílico).
PPS – <i>Polyphenylene sulfide</i>	PPS possui propriedades como a resistência química, propriedades elétricas, antifogo, coeficientes de fricção baixos e deixa-se atravessar facilmente por radiação micro-ondas. Utilizado em ambientes corrosivos

	e exigentes como é o caso de revestimentos de proteção.
PP - <i>Polypropylene</i>	PP é muito utilizado recipientes alimentares, resistentes a micro-ondas, aplicações sanitárias e isolamento elétrico de condutores. Este material é vulnerável a luz solar direta (radiação ultravioleta). Este também é conhecido por ser permeável a líquidos e gases extremamente voláteis.
PS - <i>Polystyrene</i>	PS ou polistireno é produzido de diversas formas, dependendo da sua aplicação. PS é utilizado para a produção de caixas de CD/DVD e os tradicionais talheres descartáveis. EPS consiste no polistireno expandido e é frequentemente utilizado como isolador térmico e custico ou pepitas que servem de proteção para o transporte de bens frágeis. XPS - <i>Styrofoam</i> é a extrusão de polistireno em espuma e é utilizado como isolante térmico.
PVC – <i>Polyvinyl chloride</i>	PVC é rígido, baixo peso e resistente a substâncias ácidas e básicas. É muito utilizado na construção civil, nomeadamente, para tubagens. PVC é conhecido por se deformar facilmente com o aumento da temperatura.
PTFE <i>Polytetrafluoroethylene</i>	PTFE ou <i>Teflon</i> é uma marca registada da <i>DuPont</i> . É o material sólido com o menor coeficiente de fricção do mundo, não reage (devido à resistência das ligações <i>Carbon-fluorine</i>) e muito utilizado para produção de tubagens para fluidos reativos ou corrosivos, ou peças mecânicas de elevado desempenho com atrito baixo.

De notar que os materiais com a classificação de “alta performance” são tipicamente descritos pela sua estabilidade térmica, mas também pelas suas propriedades mecânicas em geral. Estes são frequentemente utilizados para aplicações que requerem resistência química, temperaturas de operação elevadas, atrito baixo e elevada resistência e rigidez mecânica. (Instituto de Ciência e Tecnologia de Polímeros 2018)

Alguns dos plásticos incluídos nesta categoria de alta performance são: PTFE, PCTFE, PEEK, PFA, FEP, ETFE, ECTFE, PPS, PES, PBI, entre outros.

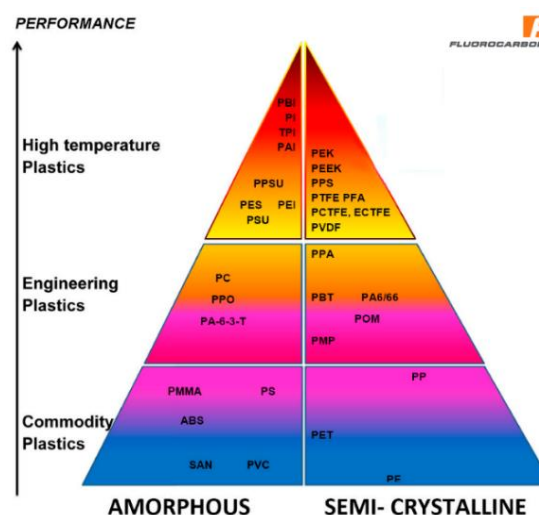


Figura 44: Performance com a temperatura vs. Microestrutura (Fluorocarbon 2018).

Assim, concluímos uma breve análise de uma parte dos termoplásticos existentes no mercado. É importante sublinhar que nem todos estão aqui presentes nem tão pouco analisados, visto que o número de plásticos é elevado e tem vindo a aumentar gradualmente com o constante desenvolvimento de novos materiais.

Porque na presente dissertação não se poderiam abordar todos, no capítulo seguinte apenas será aprofundado com maior detalhe o termoplástico PEEK.

3.1 Termoplástico Poli-éter-éter-cetona (Polyetherether Ketone - PEEK)

O termoplástico poli-éter-éter-cetona, será referido muitas vezes ao longo da tese e por isso mesmo, este passará a ser chamado pela sua sigla PEEK.

Este material polimérico é um termoplástico orgânico, naturalmente incolor e é um derivado da família do (PEAK). Foi desenvolvido e introduzido pela *Victex PLC* no início dos anos 80 (à data, *Imperial Chemical Industries*). (Drake Plastics Ltd. Co. 2018)

Existem duas categorias genéricas deste material polimérico, consoante o fim a que este se destina: PEEK biocompatível para aplicações médicas ou PEEK para uso industrial genérico.

A diferença entre os dois tipos de PEEK reside assim unicamente no facto do PEEK para aplicações médicas ser aprimorado para apresentar biocompatibilidade com o doente/paciente, apresentando por isso uma resistência química superior e intolerante aos diversos métodos de esterilização, como é o caso dos raios gama.

Uma curiosidade sobre este material impressionante, é a de que este é translúcido à radiação rádio. Ou seja, este material não é detetado na realização de Raio X, o que permite ao médico uma visão desimpedida aquando o processo de diagnóstico. (Drake Plastics Ltd. Co. 2018)

Trata-se de um termoplástico de alta performance com propriedades e características típicas dos materiais desta categoria (nomeadamente: rigidez, resistência mecânica, tenacidade, resistência a altas temperaturas, resistência e estabilidade química, resistência ao fogo, baixas emissões de fumos, resistência ao desgaste por fricção, resistência à fadiga e à radiação). Estas propriedades mantêm-se quase inalteráveis a altas temperaturas (mesmo quando estas rondam os 200 graus Celcius). Dos termoplásticos todos, PEEK apresenta a melhor razão Resistência/Peso. (ZEUS PEEK 2018)

Este material possui propriedades dielétricas, o que por sua vez o torna um excelente isolador elétrico. Esta característica aliada à sua capacidade excelente em resistir a exposições elevadas de radiação gama sem ocorrer uma degradação significativa das suas propriedades confere-lhe um estatuto único.

Do mesmo modo, o PEEK possui também a melhor proporção peso/resistência de todos os termoplásticos com propriedades mecânicas muito semelhantes ao alumínio e com metade do peso. É por este motivo um excelente candidato para substituir materiais como o aço, o alumínio, o vidro ou outros materiais poliméricos. (MakeitFrom.com 2018)

Além das características já expostas, a sua pureza e a sua capacidade auto lubrificante são elementos desejáveis em aplicações tão exigentes como é o caso da medicina, da indústria petrolífera, aeroespacial, automóvel, nuclear ou outras indústrias que utilizem materiais de alta performance.

O material PEEK tem vindo a substituir partes e componentes metálicos em muitos sistemas. Conta com uma máxima liberdade no seu design (flexibilidade) e ao

mesmo tempo reduz os custos de produção e o peso dos sistemas compostos por componentes deste material.

Todas estas características aliadas a um processo complexo de produção vão justificar que o PEEK tenha, contudo, um preço exorbitante. O PEEK em bruto (*pellets* ou bloco) ronda os 300 €/kg. Do mesmo modo, dada a sua sensibilidade a reaquecimentos, transformar o PEEK em filamento acrescenta mais desafios à sua produção, o que resulta inevitavelmente num acréscimo do seu preço.

Pessoalmente tenho vindo a procurar fornecedores deste material, mas infelizmente o PEEK em filamento geralmente apresenta um preço duas a três vezes superior ao preço da matéria-prima em bruto. Filamento PEEK de boa qualidade facilmente atinge os 900 €/kg. O mais barato que encontrei foi filamento chinês do *Aliexpress*, com um custo de aproximadamente 600 €/kg.

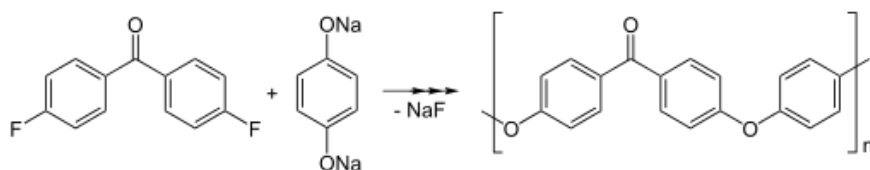


Figura 45: Composição química do polímero PEEK. (Engineers Edge 2018)

Segue-se um conjunto de tabelas com todos os dados e informações relativamente ao material PEEK, fornecidas gentilmente e gratuitamente pela *AZO Materials*. Mais informação detalhada sobre este material pode ser encontrada no fabricante Victrex (Victrex plc. Corporation 2018).

O documento original PDF, enviado pela *AZOM* para esta dissertação, contém mais informações relativamente às propriedades do material em filme e em fibra, porém aqui apenas incluo as mais relevantes (AZO Materials 2018).

Tabela 2: Dados do polímero PEEK segundo a *AZO Materials*.

RESISTÊNCIA QUÍMICA	
Ácidos concentrados	Razoável
Ácidos diluídos	Bom
Álcool	Bom
Alcalinos	Bom
Hidrocarbonetos aromáticos	Bom
Óleos e massas lubrificantes	Bom
Halogéneos	Bom
Acetonas	Bom
PROPRIEDADES ELÉTRICAS	
Constante dielétrica @ 1Mhz	3,2 – 3,3 @ 50 – 100Hz
Força dielétrica (kv/mm)	19 @ 50µm
Fator de dissipação @ 1MHz	0.003
Resistividade volúmica (ohm.cm)	$10^{15} - 10^{16}$
PROPRIEDADES MECÂNICAS	

Coef. De fricção	0,18
Elongação ate a rotura (%)	50
Dureza - Rockwell	M99
Resistência ao impacto – Izod (J/m)	85
Coef. De Poisson	0,4
Modulo de Young (GPa)	3.7 – 4.0
Resistência a tração	70 – 100
PROPRIEDADES FÍSICAS	
Densidade (g/cm ³)	1,26 – 1,32
Inflamabilidade	V-0 @ 1,5mm
Índice limite de oxigénio (%)	35
Resistência a radiação alfa	Bom
Resistência a radiação UV	Razoável
Absorção de agua – equilíbrio (%)	0,5
Absorção de agua – 24 horas (%)	0,1 – 0,3
PROPRIEDADES TÉRMICAS	
Coef. de expansão térmica (10 ⁻⁶ /K)	47/108
Temp. de deflexão sob carga (HDT) – 0.45MPa (°C)	>260
Temp. de deflexão sob carga (HDT) – 1.8MPa (°C)	160
Calor específico (KJ/Kg.K)	0,32
Condutividade térmica @ 23°C (W/m.K)	0,25
Temperatura de serviço – superior (°C)	250

Assim, já podemos tirar algumas conclusões sobre o material.

Sabemos que se trata de um termoplástico semi-cristalino com excelentes propriedades mecânicas e químicas a altas temperaturas. Como já foi referido anteriormente o PEEK apesar de ser reutilizável é muito sensível a reaquecimentos, com uma gama de temperaturas admissíveis para o reaquecimento muito apertada.

Por sua vez, as condições de processamento do PEEK influenciam no processo de cristalização, ou seja, as suas propriedades mecânicas finais. A temperatura de transição vítrea ronda de forma geral os 150 °C e o ponto de fusão nos 350 °C.

Para alguns tipos de PEEK a temperatura de transição vítrea pode chegar aos 250 °C.

Outra característica do PEEK é o aumento quase linear da condutividade térmica com o aumento da temperatura, entre a temperatura ambiente e a temperatura de TV. Apesar de ser muito resistente à degradação por efeitos térmicos, este material é biodegradável, no entanto, o processo é demasiado lento para ser significativo.

Apesar de todas estas características maravilhosas apresentadas anteriormente, como todos os materiais, este tem os seus pontos fracos. Neste sentido cumpre referir que o PEEK é pouco resistente a concentrados de ácido nítrico, hidrobromico, fluorídrico, sulfúrico, clorídrico ou hidrocloreico e outros ácidos minerais. Em contraposição, a sua resistência a halogéneos é boa, mas depende da composição química do material.

A utilização deste material apresenta, contudo, algumas dificuldades associadas com a sua utilização no fabrico aditivo ou subtrativo.

Relativamente ao fabrico subtrativo do material PEEK, existem alguns cuidados a considerar. Antes de realizar qualquer operação de arranque de peça é importante submeter o material a vários estágios de aquecimento para aliviar as tensões residuais que possam existir no material. Este passo inicial é importante pois melhora a precisão e elimina o risco de rotura ou de destruição do material durante a maquinação.

Em alguns casos, é realizado um aquecimento prévio do material por forma a amolecer o material e assim facilitar a sua maquinação. No entanto, é necessário estar atento ao calor adicional produzido durante a maquinação para evitar os derretimentos localizados.

As ferramentas de corte para este material devem ser compostas por pastilhas de carboneto de silício. No caso de PEEK reforçado com fibra de carbono já são aconselhadas ferramentas de diamante. Apesar de ser recomendada a utilização de fluido de refrigeração durante as operações de corte, convém salientar que no caso específico de PEEK medicinal tal não se afigura possível, o que exige desde logo especial atenção relativamente ao calor gerado durante a maquinação.

De uma forma semelhante ao que sucede na maquinação de Titânio, o PEEK é caracterizado por reter grande parte do calor na peça ao invés de transportar o calor gerado através da peça cortada.

Com efeito, água pura é um dos melhores refrigerantes para a maquinação de PEEK pois não compromete de forma significativa a sua biocompatibilidade.

Na eventualidade de não ser possível a utilização de fluido de refrigeração, convém proceder a um conjunto de aquecimentos (recozidos) durante a maquinação, de forma a aliviar e eliminar as tensões produzidas durante o processo.

Finalizada a maquinação, a peça deverá de ser obrigatoriamente submetida a um recozido final com vista a eliminar todas as tensões residuais existentes no material, ou seja, um comportamento mecânico final, superior. (Modern Machine Shop 2018)

3.2 Aplicabilidade do PEEK

Apesar de o PEEK já ser utilizado regularmente em vários tipos de aplicação, este ainda apresenta números irrisórios quando comparado com a utilização de plásticos mais correntes, como acontece por exemplo com a ABS. Face ao exposto, entendo que as duas características que afastam potenciais utilizadores deste material são o seu custo elevado e as temperaturas e propriedades de trabalho exigentes do PEEK.

O PEEK na forma de fibra é muito utilizado para a produção de malhas/tranças de reforço para condutores elétricos, óticos ou de fluidos líquidos ou gasosos, que operem a temperaturas até os 260 °C.

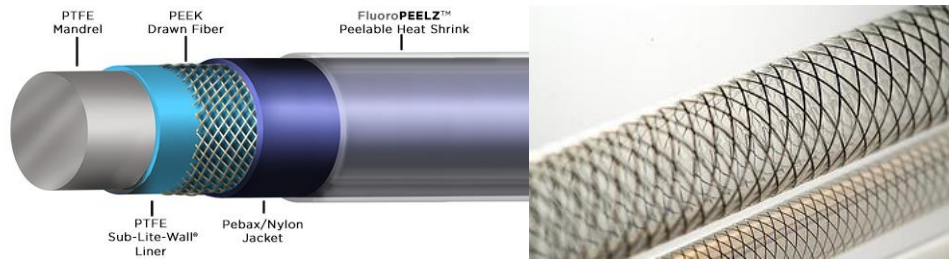


Figura 46: Malha de reforço flexível da ZEUS para fibra ótica e tubagens. (ZEUS 2018)

A sua resistência térmica e química combinada com uma excelente integridade mecânica fazem deste material um excelente candidato para a transferência de fluídos onde a temperatura é a principal preocupação (Apium 2018).

A indústria em geral está a substituir alguns dos materiais de certos componentes ou peças por PEEK (3ders.org 2018c). Um exemplo de uma utilização inteligente do PEEK foi a conversão de um componente do Boeing 787. Tradicionalmente feito de metal, este componente passou a ser feito de plástico PEEK. Em bom rigor, os grampos/abraçadeiras que seguram a cablagem a fuselagem das aeronaves, geralmente são feitos de aço ou de alumínio. No entanto são ambos muito pesados quando comparado com mesmo componente em PEEK.

A ideia foi desenvolvida e lançada pela marca registada *VICTREX* com o seu material inovador: PEEK reforçado com fibra de vidro. Este conceito permitiu uma redução de custos e uma redução do peso final da aeronave. Mais informações sobre o conceito podem ser encontradas facilmente no *Youtube* com a pesquisa “*VICTREX PEEK*”.



Figura 47: Elemento com abraçadeira, para fixação de cablagem e tubagem a fuselagem do Boeing 787. (Victrex 2018)

As propriedades dielétricas do PEEK fazem dele um isolante elétrico por natureza. No caso de condutores elétricos, uma carnação feita de PEEK não só protege fisicamente e mecanicamente o condutor, como também exerce a função de isolamento elétrico.

A utilização de PEEK no isolamento das espiras que compõem as bobinas dos motores elétricos permite aumentar significativamente a performance destes sistemas de propulsão, com condições de funcionamento ainda mais exigentes.

Em suma, quando pensamos na substituição do metal por plástico, notamos que a razão resistência vs. peso é superior no PEEK quando comparado com alguns metais ou ligas metálicas. A habilidade do PEEK em manter as suas excelentes propriedades a

altas temperaturas e em ambientes corrosivos faz com que muitos engenheiros comecem a abordar a utilização de plásticos como o PEEK de forma diferente.

3.3 Vantagens e desvantagens do PEEK

O PEEK apesar de um excelente material apresenta como tudo na vida, alguns compromissos ou desvantagens na sua utilização.

O material possui uma vasta aplicabilidade e pode ser submetido a muitos processos de produção, como por exemplo, maquinagem, injeção plástica, estampagem e impressão 3D. Seguem-se algumas vantagens e desvantagens referentes a utilização do material PEEK.

- **Vantagens do PEEK:**

- Propriedades gerais dignas de alta performance (mecânicas, químicas, térmicas e elétricas)
- Resistência a fadiga e a radiação
- Resistência ao desgaste e fricção
- Biocompatibilidade
- Material orgânico biodegradável

- **Desvantagens do PEEK:**

- Custo elevado
- Processo de produção complexo e exigente
- Condições de trabalho a quente exigentes

Como podemos concluir das desvantagens anteriormente apresentadas, no futuro, com o desenvolvimento de processos químicos cada vez mais eficientes e rápidos, a quantidade e a qualidade do PEEK tenderá a aumentar enquanto que o seu preço diminuirá. As dificuldades associadas com a produção e o seu custo elevado serão assim ultrapassadas. No entanto, apesar das excelentes capacidades deste material, as condições exigentes para trabalhar/extrudir este material continuarão a requerer especial atenção para o caso da impressão 3D do material PEEK.

A existência de tensões residuais devido a efeitos térmicos nos componentes produzidos através de tecnologias 3Dp é o principal contribuinte para uma performance mecânica fraca. Muito semelhante à maquinagem, durante o processo de impressão do material PEEK, é imperativo o controlo da atmosfera envolvente por forma a minimizar as tensões residuais durante o fabrico. Finalizado o processo de impressão, estes objetos devem de ser levados para um forno sendo submetidos a operações de reaquecimento a altas temperaturas para assim eliminarem e uniformizarem em parte os esforços internos, para uma melhoria final do objeto fabricado.

4 Estudo e análise de sistemas e soluções mecânicas de extrusão

Depois de exposta e assimilada toda a informação anteriormente apresentada, neste capítulo será feito um estudo intensivo das possíveis soluções a adotar, tendo em vista validar, implementar e testar um protótipo final.

Grande parte dos sistemas que de seguida serão apresentados foram baseados em sistemas de “bombeamento” para as mais diversas aplicações e os mais diversos materiais e fluídos. Exemplos de fontes de bombeamento tais como bombas hidráulicas, bombas para fluídos viscosos ou sistemas de extrusão de materiais sólidos e líquidos foram fundamentais para ganhar uma perceção geral dos sistemas que são adequados ou não para desempenhar o papel de extrusor.

De seguida serão expostos os requisitos e os parâmetros que o dispositivo ou sistema de extrusão deve de garantir para que possa ser qualificado como um sistema operacional, robusto e fiável.

- O sistema deve de ser mecanicamente fiável. Problemas mecânicos como avarias parciais ou totais do sistema revelam-se desastrosas para o reconhecimento social e industrial da fiabilidade de um sistema.
- O sistema deverá de ser capaz de extrudir termoplásticos a altas temperaturas. Uma vez que este deverá de trabalhar especificamente com o material PEEK, considere-se como temperatura de funcionamento do sistema um máximo de 500 °C. Com esta temperatura máxima de funcionamento do sistema, temos margem de segurança para extrudir qualquer termoplástico PEEK.
- O sistema deverá de ser capaz de extrudir outros materiais para além do PEEK. Desde que a temperatura de TV do termoplástico em questão seja inferior a 500 °C, este terá de ser capaz de o extrudir. Assim é garantida uma maior flexibilidade e utilidade do sistema.
- O sistema deverá de estar projetado para precaver uma manutenção eficiente. Com um *design* inteligente que garanta um processo de manutenção fácil, simples e se possível, rápido e esporádico.
- O sistema terá de ser inteligente e autónomo. Apesar de grande parte dos extrusores utilizados em sistemas FDM serem do tipo “dummy” (recebem as ordens e os comandos diretamente do controlador da máquina), no nosso caso, o sistema terá de ser capaz de receber os comandos diretamente do controlador e ao mesmo tempo possuir algum poder de processamento e de monitorização interna, para questões de versatilidade, segurança e proteção.
- O sistema terá de ser seguro para o operador, devendo acautelar por exemplo, medidas de segurança para evitar sobre cargas, danos ou ferimentos. Assim, o

sistema terá de ser submetido a uma análise que promova a sua própria segurança e ao mesmo tempo a segurança de quem o utiliza. Dadas as elevadas temperaturas envolvidas para a extrusão de PEEK, todos os riscos têm de ser considerados, nomeadamente em termos de queimaduras graves para o operador ou danos graves no próprio equipamento.

- O sistema deverá de ser compatível com outros sistemas já existentes. Para garantir a sua utilização nas mais diversas máquinas de impressão 3D de termoplásticos este terá de ser compatível com as máquinas atualmente existentes. O mecanismo ou o conceito de encaixe e de funcionamento deverá de respeitar os tradicionais métodos de acoplamento e funcionamento standardizados.
- O sistema deverá de ser capaz de cumprir com as características máximas de funcionamento. Idealmente, o caudal máximo de extrusão do sistema deverá de ser superior à capacidade da máquina. Seja a nível de potência, velocidades, acelerações e caudais, o extrusor tem de ser capaz de explorar ao máximo as capacidades do dispositivo em que está integrado ao invés de o limitar.
- O sistema deverá de garantir uma extrusão de material, correta, homogênea e “sem bolhas”. Geralmente, previamente à extrusão efetiva, o material é mexido e misturado de forma a garantir a melhor qualidade possível do fluxo de material extrudido. O sistema de extrusão aqui estudado não deverá de fugir à regra.
- O fator inovação teve um papel importante nesta dissertação uma vez que um dos objetivos da mesma consistiu no desenvolvimento de um sistema novo e distinto de outros projetos e tecnologias já existentes para assim, se contornar soluções já patenteadas ou protegidas de alguma forma do ponto de vista da propriedade intelectual/industrial. Assim, cada um dos candidatos apontados deverá de ser o mais inovador e diferenciador possível. Com efeito, neste requisito deverá de ser avaliado o grau de inovação do conceito mecânico proposto, sendo certo que quanto maior for esse grau, menor será a probabilidade deste colidir com os demais sistemas existentes no mercado a esse nível.
- Por último, o sistema deverá de ser o mais compacto e leve possível. Obviamente um sistema de extrusão de termoplásticos para impressoras 3D estará inerentemente limitado pelo espaço existente no interior da máquina e por isso mesmo não poderá tomar proporções desmedidas. Por outro lado, se o extrusor for diretamente aplicado ou fixado a um dos eixos lineares da máquina, com o sistema de extrusão, respetiva cabelagem, elemento motor e o material (*pellets*) prestes a ser extrudido, o sistema terá um peso elevado. A presença de uma massa móvel considerável irá comprometer severamente a performance da máquina ao explorar novos modos de vibração e ao induzir novos fenómenos durante o processo de impressão, comprometendo a qualidade geométrica, dimensional e o acabamento superficial do objeto.

Em suma, um sistema que passe em todos os testes e análises de seleção enumerados e que cumpra o melhor possível, todos os requisitos anteriormente apresentados, será o sistema escolhido e projetado.

4.1 Tecnologias de extrusão

Como já foi indicado anteriormente, a indústria da injeção plástica assenta no princípio de extrusão mecânica com recurso a um elemento de propulsão designado de

“fuso” ou “tremonha”, que numa fase inicial compacta e mistura o grão no interior do cilindro, preenchendo as cavidades e aumentando a pressão e a temperatura.

Na fase seguinte, o aquecimento do grão é promovido pela ação do próprio fuso juntamente com as resistências de aquecimento auxiliares. À medida que a pressão e a temperatura aumentam, a eficácia do processo de extrusão também aumenta até ao ponto de funcionamento nominal. Trata-se da solução ideal para cadeias de produção em massa, com um conceito-base idealizado pelo grande matemático, físico, engenheiro, inventor, astrólogo e filósofo Arquimedes para o bombeamento de água.

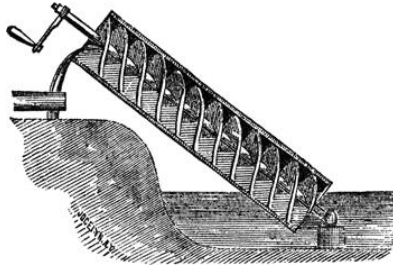


Figura 48: Parafuso de Arquimedes. (Wikipedia.org 2018)

É necessário referir que o sistema mecânico de fuso ou tremonha, já se encontra muito bem estudado e explorado. De facto, este apresenta-se atualmente como sendo praticamente a única solução verdadeiramente viável para a extrusão de termoplásticos. Além de ter uma construção extremamente simples e minimalista, o sistema é bastante robusto e fiável. Contudo trata-se de um sistema já patenteado o que naturalmente pressupõe algumas reservas com a construção de um sistema similar. (Titan Robotics 2018)

Assim, para evitar projetar mais um sistema de extrusão com recurso a um fuso para desempenhar a função de extrusor, foi necessário abstrairmo-nos um pouco dos convencionais sistemas de extrusão e realizar o seguinte exercício: olhar com especial atenção para a área da mecânica de fluídos, mais precisamente, para os escoamentos viscoelásticos e os sistemas hidráulicos e pneumáticos utilizados em diversos equipamentos (Serope Kalpakjian e Steven Schmid 2008).

Para restringir o número e o tipo de sistemas candidatos para desempenhar a função de extrusor, apenas foram considerados sistemas de propulsão e de transmissão de potência em fluídos, que sejam mecanicamente fiáveis e robustos a condições de funcionamento exigentes, como é o caso das bombas e cilindros hidráulicos.

Estes sistemas são muito utilizados em equipamentos que requerem potências de propulsão elevadas, como, por exemplo, máquinas agrícolas e de construção, bem como equipamentos militares e industriais de grande porte.

As bombas hidráulicas são projetadas para funcionarem a temperaturas inferiores a 80 °C e geralmente operam com fluídos newtonianos, auto lubrificantes. No entanto, para fluídos não newtonianos (como é o caso do sangue e de outros fluidos viscoelásticos) o número de soluções mecânicas que são possíveis de adotar é consideravelmente menor.

Um sistema de bombeamento/extrusão de *Pellets* deverá basear-se num conceito contínuo como é o caso do “parafuso sem fim” ou então, em alternativa, terá de funcionar com cavidades progressivas para minimizar as tensões de corte no fluído e de proporcionar ao máximo o transporte do mesmo.

Como ensina a mecânica dos fluídos, fluídos que não se enquadram como fluídos newtonianos não apresentam um comportamento linear entre a tensão de corte e a taxa de deformação no fluído.

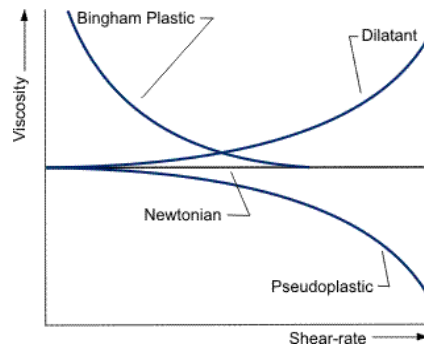


Figura 49: Razão de corte vs. viscosidade de diferentes fluidos. (Thermopedia 2018)

Como poderemos constatar da imagem anterior, é também importante referir que o sistema de extrusão terá de trabalhar com fluídos que não apresentem uma viscosidade constante com o aumento da razão de corte.

Note-se que, no caso dos fluídos dilatantes, a viscosidade aumenta com a razão de corte. Ou seja, quanto maior for a velocidade de funcionamento do sistema maior será a resistência oferecida ao escoamento do fluído.

Quanto aos pseudo-plásticos estes não são problemáticos na grande maioria dos sistemas de bombeamento, uma vez que, com o aumento da velocidade de funcionamento, verifica-se o decréscimo da viscosidade do fluído, o que facilita o seu escoamento.

Por último, quanto aos fluídos denominados de plástico *Bingham* estes comportam-se quase como sólidos em repouso. À medida que se aumenta a razão de corte no fluído, este rapidamente diminui a sua viscosidade até estabilizar num comportamento semelhante aos fluídos não newtonianos. Tendo em conta a complexidade da mecânica dos fluídos aplicada a escoamentos de termoplásticos, é necessário neste âmbito ter a noção básica que, independentemente do comportamento do fluído, este terá uma viscosidade elevada. Por isso e para minimizar esforços consideráveis no sistema, este terá de operar a velocidades muito baixas e com um design que minimize as tensões de corte no fluído (Holland Applied Technologies 2018).

Ao contrário de todos os outros tipos de fluídos, os fluidos plástico *Bingham* são dos poucos que poderiam ser bombeados com recurso a um conceito semelhante às tradicionais bombas centrífugas, onde as velocidades envolvidas são elevadas.

Resumidamente, os diversos tipos de sistemas de bombeamento podem ser categorizados e organizados em: bombas de engrenagens, pistões, palhetas ou parafusos.

Recorrendo aos conhecimentos adquiridos na disciplina de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, é possível concluir que alguns tipos de bombas ficam, desde logo, imediatamente desqualificados como possíveis soluções para desempenhar a tarefa pretendida de extrudir materiais termoplásticos. Tais dispositivos mecânicos são, a título de exemplo: as bombas de palhetas, as bombas de engrenagens interiores e, no fundo, qualquer outro sistema que seja igualmente complexo e sensível.

De facto, a impossibilidade de utilizar estes sistemas advém da complexidade mecânica do sistema, no que concerne às potências baixas que estes apresentam e à impossibilidade de operar o sistema com fluídos tão nocivos como são os fluídos viscoelásticos.

Para operar nestas condições é necessário um conceito mecânico mais simples, robusto e fiável. No meu entendimento, as bombas excluídas anteriormente não cumprem esses pressupostos.

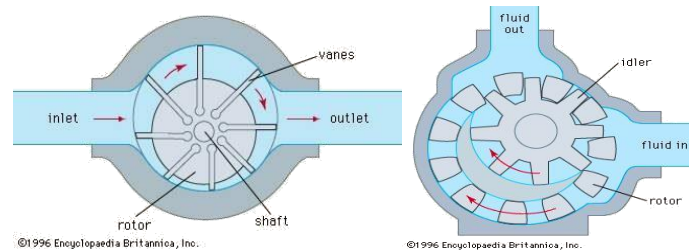


Figura 50: Exemplo de uma bomba de palhetas a esquerda e uma bomba de engrenagem interior a direita.

A elevada complexidade mecânica, o princípio de funcionamento e o número avultado de componentes móveis, faz com que todos estes sistemas não se apresentem como boas soluções para desempenhar a tarefa pretendida, até porque são conceitos projetados para trabalharem exclusivamente com óleo. Por conseguinte, dada a limitação dos mesmos em trabalharem com outros fluídos, estes ficam desde já permanentemente excluídos.

As bombas hidráulicas de engrenagens exteriores, já são pelo contrario, utilizadas para o bombeamento de fluídos não newtonianos e detêm um conceito muito semelhante ao das bombas *Roots Blower* e apresentam uma performance excelente. Permitem trabalhar com uma grande variedade de fluídos, sejam eles newtonianos ou não, com ou sem partículas sólidas suspensas no fluído. O princípio central baseia-se em cavidades progressivas móveis (volume entre dentes) que apresentam um compromisso entre o transporte do fluído com algum arrasto de material. O arrasto de material é inevitável, devendo-se à folga existente entre a parede do corpo da bomba e a cabeça do dentado da engrenagem que roda no seu interior.



Figura 51: Exemplo de uma bomba de engrenagens exteriores.

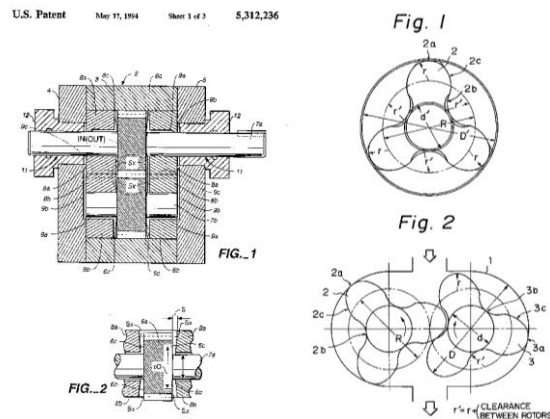


Figura 52: Exemplos de bombas de engrenagens para a extrusão/bombeamento de fluidos não newtonianos. A esquerda bomba de engrenagens exteriores (Kishimoto 1994) e a direita *Roots Blower* (Yasuhiro C/O Ebara Corporation Niimura 1989).

A eliminação desta folga seria o ideal, pois iria resultar num bombeamento com apenas transporte de fluido, sem arrasto de material.

Não obstante, a construção destas bombas não permite a eliminação da folga sem que ocorram problemas de contacto mecânico que levariam ao desgaste excessivo do corpo da bomba e da cabeça do dentado da engrenagem.

Além disso, outro fator que impossibilita a eliminação da folga é a temperatura elevada a que o sistema terá de operar no nosso caso.

Na verdade, o risco de existir contacto mecânico entre componentes não lubrificados e a operarem a elevadas temperaturas é a receita perfeita para que o sistema se autodestrua com o desgaste excessivo ou na pior das situações, com a total gripegem do mesmo.

Nesta linha, na patente US 5312236 A são referidos alguns cuidados a ter no projeto da folga entre o corpo da bomba e os rotores ou engrenagens e também na respetiva folga entre os dois rotores.

Um dos problemas existentes com este sistema é o caudal pulsado que, para um sistema de extrusão utilizado na impressão 3D, irá eventualmente comprometer de uma forma severa a qualidade superficial do objeto a ser fabricado. No entanto, este problema pode ser resolvido com recurso a um dentado helicoidal ou rotores em forma de hélice no caso de *Roots Blower*.

Outro aspeto a ter em conta, que a patente US 5312236 A não tem, é o facto de que dadas as exigentes condições de funcionamento impostas para o nosso projeto, as engrenagens ou rotores não podem conduzir diretamente um ao outro. Por outras palavras, as engrenagens responsáveis pelo bombeamento terão de rodar em sincronia, sendo acionadas por um par de engrenagens externas auxiliares, que são responsáveis pela transmissão de potência e pela rotação sincronizada dos rotores.

A condução direta das engrenagens funciona perfeitamente para sistemas de engrenagens que operam com fluidos lubrificantes. Contudo, no nosso caso, este sistema falharia redondamente devido ao contacto mecânico, fluido nocivo e, como já referido anteriormente, devido às altas temperaturas a que estaria sujeito.

Assim sendo, caso seja escolhida uma solução semelhante, o projeto da folga e os respetivos elementos de apoio e de vedação terão de ser devidamente projetados para uma temperatura máxima de funcionamento, que não ultrapasse os 500 °C.

Relativamente às bombas de êmbolos ou de pistões, estes apresentam-se como sistemas fiáveis e robustos a baixas temperaturas. Sem prejuízo, a sua complexidade mecânica, o número de componentes móveis e o elevado desgaste mecânico devido ao contacto mecânico dos diferentes componentes, leva a uma complexidade incontornável no projeto e no desenvolvimento de tais sistemas.

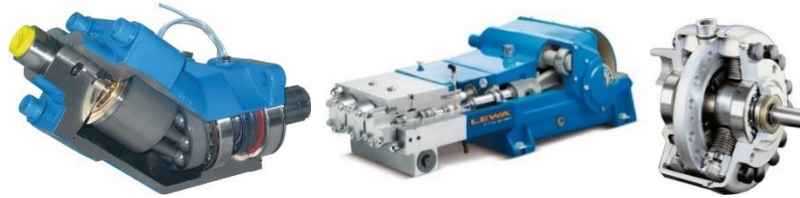


Figura 53: Exemplo de bombas hidráulicas de pistões, a esquerda a Axial (*Swashplate*), no centro a cambota e a direita a radial.

Atualmente já existem sistemas que utilizam o conceito de extrusão com recurso a um êmbolo ou pistão, como é o caso de uma simples seringa.

Estes são já muito utilizados em tecnologias 3Dp para a extrusão de pastas e outros fluídos viscosos. Apesar de serem simples e eficazes, possuem, ainda assim, uma limitação quanto ao volume máximo que podem extrudir continuamente.

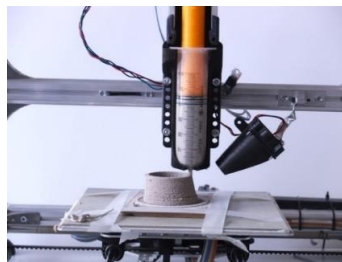


Figura 54: Extrusor para pastas cerâmicas baseado numa seringa. (Thingiverse 2018)

Este mecanismo revela-se nesta ótica pouco apelativo, visto que, no fim de cada ciclo de descarga ou de extrusão, o processo de impressão tem de ser interrompido para proceder depois à recarga do sistema.

Uma forma de ultrapassar este obstáculo, para um sistema semelhante ao conceito de uma seringa, mas sem a desvantagem do ciclo de carga, tem inspiração nas antigas locomotivas a vapor, que utilizam um cilindro de duplo efeito como elemento de propulsão e que operam a temperaturas e pressões elevadas.

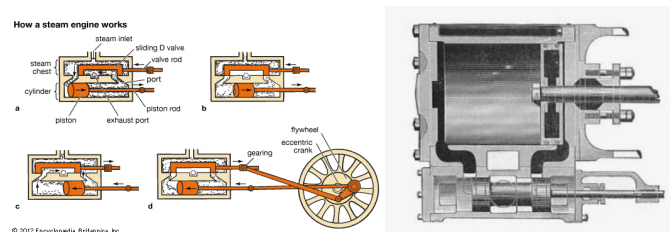


Figura 55: Típico motor a vapor com sistema cambota.

Teoricamente, seria possível acoplar e controlar a posição de um motor elétrico na cambota do sistema e com recurso a um circuito hidráulico composto por válvulas de retenção unidirecionais dispostas de forma coerente.

Parece-me que é possível promover a extrusão de um termoplástico derretido de forma contínua ou com mínimas variações/interrupções de caudal durante a transição da

câmara do pistão em serviço. A descarga de uma câmara significa o enchimento da outra.

Uma forma de evitar a complexidade associada aos sistemas mecânicos de biela e manivela, seria, por exemplo, o mesmo mecanismo ser acionado por um fuso de esferas ou por outro tipo de acionamento linear externo (atuador elétrico, pneumático ou hidráulico). Este sistema revela-se bastante versátil e conta com a possibilidade de ampliação com recurso a múltiplos cilindros de duplo efeito dispostos da forma que bem se entender.

Estes sistemas ainda não estão excluídos. Porém, carecem de um estudo mais aprofundado, sendo necessário analisar com mais cuidado a sua performance nas condições pretendidas.

Por último, vamos agora abordar a temática inerente às bombas de parafuso.

As bombas de parafuso são também soluções plausíveis devido à sua simplicidade mecânica, ao seu número reduzido de componentes móveis e ao caudal de saída linear e contínuo.

Qualquer bomba de parafuso (simplesmente rotativa, independentemente da geometria, forma do fuso, nº de fusos ou comprimento), tem origem no princípio de Arquimedes em que se utiliza uma rosca/hélice para promover o deslocamento de massa.

Apesar do princípio de funcionamento destes sistemas se assemelhar muito ao do sistema de extrusão convencional de fuso utilizado na indústria da injeção plástica, as bombas hidráulicas de parafuso estão disponíveis em múltiplas configurações e por isso é efetivamente possível adotar diversos conceitos para a construção dos parafusos ou rotores.

Em boa verdade, o número, a geometria e a forma dos parafusos depende apenas da vontade do fabricante e da aplicação pretendida.

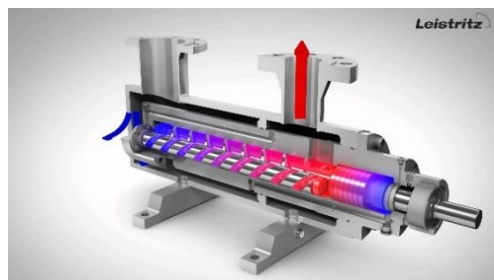


Figura 56: Exemplo de bombas de parafuso, com um ou mais parafusos. (Leistritz 2018)

Apesar de serem sistemas eficientes e robustos, estes sistemas apresentam, contudo, uma complexidade incontornável no dimensionamento e posteriormente, na construção/maquinagem de tais elementos mecânicos.

São conhecidos por conseguirem bombear todo o tipo de fluídos com especial atenção para as águas residuais ou sanitárias, com contaminantes e detritos sólidos. Têm as desvantagens de serem sistemas ruidosos durante o seu funcionamento e extremamente caros, em comparação com outros sistemas com as mesmas características como é o caso dos *Roots Blower*.

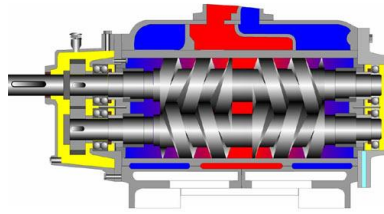


Figura 57: Exemplo de uma bomba de duplo parafuso de passo constante contraposto. (Marine Engineering 2018)

Estes sistemas são muito difíceis de projetar e requerem tolerâncias apertadas no engrenamento dos parafusos com o corpo da bomba e/ou com outros parafusos.

De facto, garantir estas precisões dimensionais é perfeitamente praticável. No entanto, garantir a mesma precisão com um funcionamento correto ao longo de um intervalo de temperaturas que variam entre a temperatura ambiente e os 500 °C e com fluídos nocivos (como é o caso do plástico derretido), já é mais difícil.

Tecnicamente, entre dimensionar um sistema destes ou dimensionar um *Roots Blower* mais compacto e robusto, a escolha é óbvia. Sistemas de parafusos são, por natureza, compostos por elementos rotativos/rotores com secção fina em comparação com o seu comprimento. Por sua vez, esta característica torna-se problemática em virtude de fenómenos como a fluência/perda de resistência dos materiais que compõem o sistema e que são afetados devido às elevadas temperaturas de serviço.

Uma alternativa bastante interessante atendendo à sua simplicidade e semelhança com a tremonha, é a bomba de *Moineau*.

Apesar de ser mais simples por só ter um parafuso ou um elemento móvel, este é igualmente complexo e difícil de projetar. Neste caso, além de o parafuso rodar no interior do extrusor, o eixo de rotação também oscila segundo uma ou múltiplas direções, como é possível constatar das patentes US7442019 B2 e US 6336796 B1.

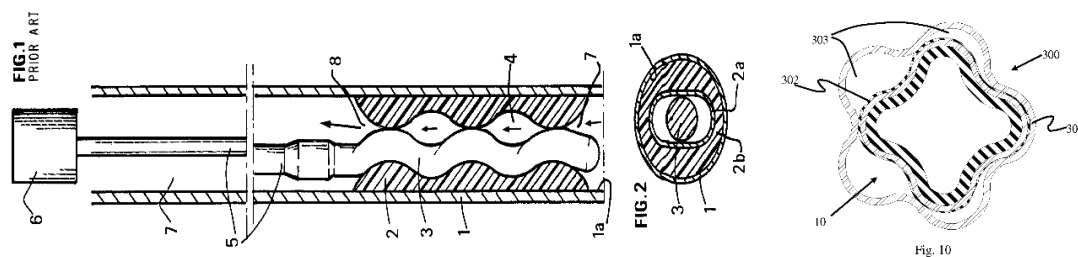


Figura 58: A esquerda a patente nº US6336796 B1 e a direita a patente US 7442019 B2.

Apesar de à primeira vista parecer um sistema simples e perfeito, este é um sistema complexo, difícil de projetar e de construir, com a desvantagem de ter um caudal característico pulsado ou “aos soluços”.

O estudante israelita *Eran Gal-Or* do instituto *H.I.T* em *Holon* com o seu revolucionário extrusor *Moineau* assistido por um sistema de alimentação auxiliar (o qual não é revelado) para a extrusão de pastas cerâmicas, desenvolveu uma forma de eliminar esta problemática dos “soluços”.

Outro exemplo é o extrusor *Open Source* que recorre a uma broca do tipo *Auger* para alimentar em linha uma bomba *Moineau*. O conceito foi lançado por Carlo Fonda na plataforma “*Journal of Brief Ideas*” como o nome de “*Heated volumetric extrusion*”.

mechanism with co-axial Auger and Moineau pumps for 3D printing from plastic pellets”. Ambos os exemplos encontram-se expostos na figura 59.



Figura 59: A esquerda o conceito de extrusão com bomba de *Moineau* com alimentação assistida por uma broca *Auger* (Journal of Brief Ideas 2018) e a direita, o extrusor do tipo *Moineau* da *ViscoTec* (ViscoTec 2018).

Assim, podemos concluir que as soluções e as alternativas para a extrusão de materiais são praticamente ilimitadas.

Tal como nos sistemas anteriormente discutidos (bombas de êmbolos ou de pistões) estes ainda não estão desqualificados para desempenharem a função de extrusor. Porém, são os menos atrativos quando comparados com todos os outros sistemas até então apresentados.

Em suma, a escolha das possíveis soluções anteriormente apresentadas para desempenharem o papel de extrusor foi baseada num estudo exaustivo dos diferentes sistemas comercializados e utilizados na indústria. Nesta ponderação, foram também consideradas as informações prestadas pelos mais diversos e conceituados fabricantes de bombas.

Para além do número reduzido de conceitos mecânicos possíveis de adotar para dar resposta ao elencado objetivo nesta dissertação, é possível concluir que as condições de funcionamento aliadas ao tipo de fluido que irá circular no sistema influenciam severamente a performance destes sistemas.

Em bom rigor, o facto de o fluido ser não newtoniano complica e muito o projeto da bomba, visto que nem os maiores fabricantes de bombas para aplicações industriais conhecem ainda com todo o pormenor como desenhar a bomba ideal para operar com estes fluidos, muito menos às temperaturas requeridas para este projeto.

A generalidade dos grandes fabricantes de bombas para o bombeamento de fluidos não newtonianos aponta, em primeiro lugar, que, estas têm obrigatoriamente de incorporar conceitos mecânicos que trabalhem com cavidades progressivas de forma a minimizar as deformações de corte no fluido e de igual modo, a maximizar o transporte de fluido.

Em segundo lugar, estes sistemas devem operar a baixas velocidades e temperaturas, independentemente do conceito mecânico adotado.

É possível constatar que o desenvolvimento de tecnologias para o bombeamento de fluidos não newtonianos trata-se de um tema complexo, no qual, nenhum dos fabricantes possui um sistema genérico, mas sim múltiplos sistemas.

Cada um destes sistemas é desenhado e projetado para uma determinada aplicação e conjunto de fluidos específicos, com vista a garantir o funcionamento correto e eficiente da bomba.

Em resumo, a escolha do sistema vencedor seguirá a mesma linha de pensamento que foi apresentada anteriormente. Isto é, terá de funcionar com cavidades progressivas a baixas velocidades e deverá de ser mecanicamente simples, ou seja, com o menor número possível de partes móveis, para assim se minimizarem eventuais problemas durante o funcionamento do sistema e ao mesmo tempo para garantir uma maior durabilidade do mesmo.

A diversidade de sistemas é tão grande que não foi possível abordar todos eles ao longo desta dissertação. Do ponto de vista teórico as possibilidades são infinitas. Ainda assim, foi possível chegar a um conjunto de conceitos e de sistemas (maioritariamente óleo-hidráulicos) que se apresentam como sistemas capazes de exercerem a função de extrusor.

4.2 Características e propriedades dos conceitos mecânicos

Nesta seção do capítulo 4 serão analisados e comparados os diferentes sistemas anteriormente apresentados.

O sistema que, no seu conjunto, reunir as melhores características em comparação com os demais sistemas, será o escolhido para desempenhar a função de extrusor.

É desde já importante notar que o sistema escolhido deverá de respeitar os principais requisitos apresentados no início do capítulo 4. Só assim será possível garantir o desenvolvimento de um sistema adequado para a função de extrusor. Assim sendo e no intuito de por forma muito rápida relembrar os principais requisitos, estes estão expostos de forma resumida em baixo:

-
- 1 – Sistema mecanicamente fiável e robusto.
 - 2 – Sistema capaz de operar com temperaturas até os 500 °C
 - 3 – Sistema capaz de extrudir outros plásticos além do PEEK (requisito garantido)
 - 4 – Sistema com um plano de manutenção simples e eficaz.
 - 5 – Sistema inteligente e minimamente autónomo.
 - 6 – Sistema seguro no seu funcionamento.
 - 7 – Sistema compatível com outros sistemas 3Dp (requisito extra/adicional).
 - 8 – Sistema capaz de providenciar uma extrusão de material eficiente.
 - 9 – Sistema inovador e distinto.
 - 10 – Sistema elegante e leve ao mesmo tempo (requisito ideal).
-

É necessário referir que além dos requisitos já mencionados, existem outros a serem cumpridos que podem ser apontados ou indicados para sistemas de extrusão. Após alguma investigação junto dos principais fabricantes de sistemas extrusores de termoplásticos para tecnologias 3Dp (por exemplo *E3D*, *Titan* e a *Dyze*), concluímos que qualquer sistema que garanta todos os requisitos anteriormente expostos, consegue ser um sistema “perfeito” para ser aplicado em qualquer plataforma de impressão 3D de termoplásticos.

Além dos requisitos já expostos, existe um outro, especialmente importante esta dissertação, que não foi referido anteriormente e que agora elencamos como requisito número 11. Este requisito é particularmente importante na extrusão de PEEK para aplicações medicinais.

Obviamente que qualquer componente, objeto, peça ou prótese produzido em PEEK medicinal deverá, posteriormente ao processo de fabrico aditivo, passar por processos de esterilização agressivos e eficazes antes de ser aplicado em contexto médico.

Apesar das elevadas temperaturas de serviço do processo de extrusão servirem como mecanismo de esterilização, é necessário ter em conta um outro aspeto fundamental da mecânica.

Esse aspeto reside na ciência e engenharia dos materiais aplicados na construção do extrusor. Indiscutivelmente, o extrusor terá de ser feito de um metal ou liga metálica que não apresente um comportamento de fluência quando trabalhar com temperaturas a rondar os 500 °C.

Para além das excelentes propriedades mecânicas a altas temperaturas, a reatividade e o sucessivo desgaste mecânico devido à circulação e ao contacto do material termoplástico ou da atmosfera envolvente volátil e nociva, eventualmente atacará a superfície que constitui o extrusor e acabará, por esse motivo, por libertar micropartículas metálicas.

Essas partículas podem contaminar o termoplástico que compõe o objeto, o que poderá resultar em casos graves de reações indesejadas para o doente, obrigando à remoção/substituição prematura da prótese ou do dispositivo médico em questão.

Caso se pretenda cumprir tal requisito, o material que irá constituir o extrusor terá de ser inerte, resistente ao desgaste e acima de tudo, não reativo a altas temperaturas com o ar e com os demais materiais extrudidos por ele.

Para cumprir todos estes requisitos, não poderemos utilizar qualquer metal ou liga uma vez que grande parte dos materiais já estão automaticamente excluídos, devido ao requisito da temperatura máxima de 500 °C sem fluência.

Com efeito, materiais como os aços ao carbono, ligas de alumínio, cobre, bronze e latão estão automaticamente eliminados devido a problemas de fluência em serviço, e/ou devido à formação de óxidos perigosos para a saúde humana. Assim, teremos obrigatoriamente de recorrer a ligas metálicas de alta performance para que seja garantido um sistema eficiente e limpo para a extrusão de PEEK medicinal.

Caso o sistema consiga extrudir materiais sensíveis a contaminações (como é o caso de PEEK medicinal) estaremos perante um sistema de alta qualidade. Materiais como o titânio e outras ligas superiores terão de ser seriamente consideradas para a construção deste dispositivo. O sistema terá de ser bem pensado e projetado, posteriormente submetido a eventuais tratamentos térmicos e superficiais. O preço de um sistema semelhante será seguramente exorbitante e por sua vez terá obrigatoriamente de corresponder às expectativas de tal sistema.

Tendo em conta toda a informação anteriormente apresentada, podemos agora avançar para o próximo passo que consiste em avaliar e comparar os diferentes conceitos mecânicos, alternativos ou não, para a extrusão de termoplásticos em tecnologias 3Dp.

Assim sendo, na próxima seção do capítulo 4 irei proceder a uma avaliação detalhada dos demais sistemas e eventualmente escolher/selecionar o melhor candidato para servir a função de extrusor de termoplásticos para ser aplicado em tecnologias 3Dp.

Segue-se uma breve explicação da filosofia por detrás desta dissertação.

Convém salientar que todos os conceitos e ideias apresentadas nesta dissertação para a possível construção do extrusor, foram em grande parte baseadas nos conhecimentos e informações (disponibilizadas gentilmente e gratuitamente nas mais diversas plataformas online) de sistemas correntes, já amplamente utilizados a nível comercial e industrial ou então trataram-se de conceitos inovadores, apresentando-se como reflexões da minha autoria.

4.3 Comparação entre os diferentes conceitos mecânicos

Tendo em conta todos os princípios básicos dos sistemas de propulsão e de bombeamento inicialmente expostos, estamos agora em condições de confrontá-los com os conhecimentos e com a experiência adquirida cientificamente pelas mais diversas fontes, a fim de classificar sumariamente os demais sistemas e no final selecionar o melhor sistema para o projeto a desenvolver neste âmbito.

A classificação atribuída aos possíveis sistemas a serem implementados reside nos requisitos que têm de ser cumpridos da melhor forma possível. Por cada parâmetro/condição requisitada ao sistema, será atribuída uma classificação entre zero, no caso de não cumprir e três, caso cumpra perfeitamente o requisito. O somatório das classificações nos requisitos garante a classificação final do sistema que será diretamente comparada com a performance dos demais.

No final, apenas será indicado um único sistema para projeto e implementação física futura. Para tal avaliação serão tidos em conta vários aspetos como os materiais requeridos, os processos de fabrico quer aditivos como subtrativos e de igual modo, as configurações e linhas de pensamento pessoais e coletivas de projeto e de experiência pessoal.

Nesta fase inicial, a classificação será feita com base numa tabela por cada tipo de sistema, composta pelos 11 requisitos já anteriormente apresentados (incluindo a capacidade de extrudir PEEK medicinal).

É necessário reforçar que para extrudir PEEK medicinal, este apenas depende do material que compõe o sistema. No entanto, alguns conceitos mecânicos estão mais suscetíveis de contaminar a extrusão, devido ao desgaste mecânico da superfície do extrusor e dos componentes móveis existentes no sistema.

Assim, apesar de este requisito contar de igual forma para a classificação geral, não é propriamente relevante e o mais determinante, pois, no final, tudo se resume à utilização dos materiais certos como é o caso das ligas metálicas de alta performance.

No capítulo 4, mais precisamente na seção 4.1 – Tecnologias de extrusão, apresentei quatro conceitos mecânicos para a extrusão de termoplásticos, todos eles baseados em sistemas de propulsão óleo-hidráulica e também um conceito novo e inovador baseado no motor a vapor das locomotivas.

Foram abordados sistemas de engrenagens e o equivalente *Roots Blower*, sistemas de pistões ou êmbolos, sistemas de parafuso e por último os sistemas de palhetas, que foram imediatamente excluídos devido à sua fragilidade, complexidade mecânica e método/dinâmica de funcionamento. Assim sendo, para a classificação, restam os sistemas baseados em engrenagens, pistões ou êmbolos e em parafusos.

Sistema de Engrenagens Exteriores ou <i>Roots Blower</i>

1 – Fiabilidade e robustez mecânica (Class.=3) Conforme já referido, estes sistemas são utilizados para o bombeamento de fluídos newtonianos, bem como não newtonianos e são provavelmente o melhor candidato alternativo para a extrusão de termoplásticos. Estes sistemas são utilizados, desde os circuitos óleo-hidráulicos bem como o bombeamento de outros fluidos. São conhecidos por serem robustos e fiáveis quando sujeitos a condições de funcionamento exigentes como é o caso das bombas hidráulicas e das bombas para águas residuais e sanitárias. Em função da sua simplicidade e dinâmica de funcionamento estes sistemas, merecem a classificação máxima.
2 – Operar com temperaturas até 500 °C (Class.=2) Estes sistemas não são conhecidos por funcionarem a temperaturas muito acima dos 100 °C. Aliás, nenhum sistema óleo-hidráulico é projetado para superar a temperatura máxima do fluido ou óleo usado. No caso das bombas de engrenagens aplicadas nos sistemas óleo-hidráulicas, estes nunca operam ou não devem de operar com temperaturas acima dos 80 °C, enquanto que, os compressores de ar utilizados em equipamentos industriais de ar comprimido ou nos motores de combustão interna, podem atingir temperaturas acima dos 100 °C a velocidades impressionantes. Com a devida seleção de materiais para implementar o mecanismo (baixo atrito, elevada integridade e estabilidade mecânica e química a altas temperaturas) e um projeto que minimize os problemas de interferência por contacto mecânico, é possível imaginar um sistema semelhante a extrudir termoplásticos até uma temperatura de 500 °C.
3 – Extrusão de outros materiais além do PEEK (Class. =1) Á partida qualquer sistema que seja capaz de elevar a temperatura até aos 500 °C e extrudir eficazmente um termoplástico a essa mesma temperatura, em princípio também será capaz de extrudir materiais que envolvam temperaturas mais baixas, independentemente do material a extrudir. Dado o princípio de funcionamento destes sistemas, com zonas de transporte e de contacto/engrenamento bem definidas, é possível prever que um sistema destes será capaz de extrudir qualquer material no estado líquido ou semilíquido. No entanto, é necessário ter em conta a extrusão de materiais distintos, com uma grande diferença nas temperaturas de TV de cada material. Este conceito dificilmente possibilitará o “sangramento” direto da bomba com recurso a um material diferente. Assim, esta classificação também recai na classificação da manutenção e da usabilidade do equipamento.
4 – Manutenção e usabilidade do sistema (Class.=1) O <i>design</i> inteligente de qualquer sistema funciona como um bónus tanto para o fabricante como para o cliente ou utilizador do equipamento. Qualquer sistema que tenha um processo de manutenção que seja simples, fácil, rápido e casual é um equipamento bem projetada. Por sua vez, para este sistema a analogia não é diferente e assim sendo, o sistema terá de ser projetado por forma a facilitar a manutenção, usabilidade e flexibilidade do sistema. Como já foi referido no requisito anterior, este sistema não é de todos o mais simples mecanicamente e certamente que não se trata do mais flexível, sobretudo nas trocas de material.
5 – Sistema inteligente ou autónomo (Class.=3) A inteligência e o grau de autonomia do sistema dependem maioritariamente da eficiência de controlo, sensorização e computação que lhe são implementados. Porém o conceito mecânico e a respetiva dinâmica, representam, em si, um fator importantíssimo, sendo a base ou o ponto de partida para qualquer projeto de controlo de um sistema. O facto de se tratar de um sistema rotativo, simples, compacto e com caudais de transporte bem definidos, em função da velocidade de rotação, tornam-no num candidato muito apelativo para se controlar. Trata-se do sistema mais inteligente, na medida em que este é o único sistema que permite a circulação do fluido nos dois sentidos. De igual modo, trata-se de uma plataforma compacta e robusta para controlar e sensorizar devidamente e por isso mesmo tem nota máxima.
6 – Segurança para o sistema e para o operador (Class.=2) A segurança do dispositivo e do operador é, sem dúvida um requisito muito importante para qualquer sistema, quer seja este utilizado em ambiente industrial ou não. Apesar de as tecnologias 3Dp serem relativamente seguras (exceto sistemas que utilizem lasers de elevada potência, materiais tóxicos ou compostos químicos perigosos), existem alguns casos de acidentes associados a estes tipos de tecnologias. Os problemas mais comuns são, em geral, o risco de incêndio ou de queimaduras graves para o utilizador, visto que a maioria destes sistemas estão integrados em sistemas compactos, repletos de tecnologia, circuitos elétricos de alta potência e inúmeros elementos de aquecimento. Um simples conector elétrico mal projetado pode ser a causa

de problemas graves. Assim sendo a segurança de um dispositivo de extrusão como este em análise, terá de ter em consideração todos os riscos envolvidos. Apesar da segurança ser praticamente igual, independentemente do conceito mecânico, obviamente alguns conceitos estão mais suscetíveis de serem dispositivos de maior risco, como é o caso deste. O facto de se tratar de uma bomba a operar com potenciais fluídos voláteis, requer especial atenção para possíveis fontes de ignição, como faíscas ou temperaturas excessivamente elevadas devido à falha do sistema de comando. Assim sendo, para o projeto de qualquer sistema de extrusão, este terá de ser composto por um circuito devidamente pensado, com os circuitos de comando, potência e segurança (ativa e passiva) independentes. Outro aspeto básico que terá de ser cumprido por forma a proteger o utilizador de ferimentos desnecessários é o isolamento de zonas perigosas do equipamento. Um simples forro ou barreira de um material que seja isolador térmico, não só reduz a perda de calor do sistema para o exterior como também protege o operador do eventual contacto direto com superfícies a 500 °C. De igual modo, a sinalização ativa e passiva ainda que complementares, são bem-vindas. Por se tratar de um sistema com elevado desempenho, no entanto, muito compacto e robusto, fica claro que este não é o melhor por não permitir o escape de gases voláteis do seu interior, afetando assim a sua classificação.

7 – Compatível com outros sistemas e plataformas (Class.=3)

A compatibilidade com outros sistemas é fundamental para o sucesso do mecanismo de extrusão. Dada a enorme e crescente variedade de fabricantes de tecnologias 3Dp, o projeto de um sistema para uma máquina específica, revela-se estático e limitado à nascença para o panorama geral das tecnologias 3Dp. A *standardização* tem as suas desvantagens, no entanto, esta elimina muitas variáveis e problemas na utilização dos mais diversos sistemas. É necessário categorizar o sistema de extrusão numa classe de peso e propósito de forma a enquadrá-lo no género de máquina que será aplicado. Porém, este sistema é escalável, ou seja, este poderá ser construído para debitar os caudais que se pretender, substituindo apenas os rotores ou miniaturizando/aumentando as dimensões do sistema. Para máquinas de pequenas dimensões este poderia usar rotores com dentado mais compacto/pequeno e assim permitir caudais menores e estáveis ou para máquinas de grandes dimensões, este poderia de usar rotores com dois ou três lóbulos/dentes e assim permitir caudais maiores e menos estáveis. Trata-se de um sistema de bombeamento bastante interessante e com vasta aplicabilidade e flexibilidade.

8 – Extrusão eficiente com um fluxo homogéneo, constante e sem bolhas (Class.=2)

A qualidade da extrusão de material é importante na medida em que afeta diretamente quer a qualidade superficial quer as propriedades mecânicas do objeto final e por isso mesmo tem de se ter em atenção alguns fatores e princípios da injeção plástica. Geralmente, tem de se compactar o grão, misturar e derreter o material. No entanto, nas tecnologias 3Dp a componente de mistura não é aplicada visto ser desnecessária. A extrusão de termoplásticos através de um orifício apertado ou placa orifício já está bem estudada com a mecânica dos fluídos e esta revela que o escoamento na secção mais apertada é laminar e homogéneo. Este escoamento laminar ocorre devido ao alinhamento das longas cadeias moleculares dos termoplásticos, segundo o sentido do escoamento. No caso em análise, a mistura não seria um problema visto que apos a análise de vídeos *slow motion* de sistemas semelhantes em funcionamento, o processo e a mecânica dos fluídos associada ao bombeamento de fluídos nestes sistemas consegue ser bastante violento. Puxado ao limite, este sistema pode mesmo provocar situações críticas de cavitação. O material que flui no interior destes sistemas é literalmente misturado, triturado, tracionado e comprimido. Quanto ao problema da presença de ar no circuito do escoamento, este já é mais grave, visto que representa problemas de segurança em caso de gases voláteis, fraca qualidade superficial e performance do objeto. Uma forma de precaver este problema é operar a bomba como uma bomba de sucção ou vácuo. Assim, esta recorria (por gravidade) a um reservatório que contém material previamente armazenado e derretido. Deste reservatório, o fluido seria bombeado teoricamente sem ar através da bomba e forçado a sair pelo bocal.

9 - Sistema inovador e distinto (Class.=3)

Como bem sabemos, estes sistemas são correntemente utilizados na propulsão de sistemas óleo hidráulicos e no bombeamento de fluídos não *newtonianos*. Contudo, tratam-se de soluções já patenteadas, que, em regra são desenvolvidas para funcionalidades específicas, que não consideram a temperatura de serviço de 500°C nem tão pouco bombeiam termoplásticos derretidos. Por sua vez, o conceito apresentado, apresenta-se como o mais inovador face a todos os demais sistemas utilizados na impressão 3D de termoplásticos. Por esse motivo, ser-lhe-á atribuída a classificação máxima no que toca a este ponto.

10 – Sistema elegante e leve “Form, Fit and Function” (Class.=3)

Como já foi referido anteriormente, a grande maioria dos sistemas de impressão 3D de termoplásticos impõem pelo menos um grau de liberdade à cabeça de extrusão, independentemente da arquitetura da máquina. A peça a ser fabricada está assente no tampo/prato da máquina e idealmente deve de se manter o movimento desta no mínimo para precaver situações desastrosas de falta de aderência entre o objeto a ser fabricado e o prato da máquina. A velocidade de impressão superior da estrutura delta comparada com a cartesiana, advém do facto da peça se manter fixa na máquina e a cabeça extrusora realizar todos os movimentos. Esta abordagem permite aumentar os limites de aceleração nas trajetórias descritas pela cabeça de extrusão. O resultado são velocidades e acelerações superiores comparativamente às da estrutura cartesiana. Por forma a garantir o funcionamento correto e viável da máquina, o sistema de extrusão deverá de respeitar a massa máxima que é possível acoplar, sem comprometer os elementos mecânicos e os limites da máquina. No total, deve de respeitar dois critérios exigidos pela maioria das máquinas, respeitar o volume disponível na máquina e não ter um peso superior ao recomendado por forma a não sobre carregar os motores e os elementos de transmissão e guiamento. Visto tratar-se de um conceito que facilmente pode ser miniaturizado, com um corpo sólido e robusto é possível prever um sistema leve e compacto. Assim, resulta a classificação máxima.

11 – Sistema capaz de extrudir PEEK medicinal (Class.=2)

Tal como foi referido anteriormente, este requisito depende maioritariamente dos materiais que compõem o sistema de extrusão. Materiais de alta performance poderão resolver muitos problemas. No entanto, o custo elevado destes materiais também tem de ser ponderado. O conceito mecânico em si também tem um papel fundamental para a extrusão de PEEK medicinal, uma vez que sistemas mecânicos com muitas interferências tenderão a sofrer mais por desgaste mecânico. Materiais que formam naturalmente óxidos na sua superfície têm de ser cuidadosamente analisados pois o desgaste excessivo de material pode contaminar ainda mais o fluxo de material termoplástico. Assim sendo, caso se opte pela opção de extrudir PEEK para aplicações médicas, é necessário recorrer a materiais adequados, com especial atenção para os materiais usados na indústria médica e farmacêutica. Só assim é possível garantir o projeto de um extrusor para PEEK medicinal que não polua ou comprometa o material que está a ser extrudido.

Classificação Final de 25 em 33

Sistema de Pistões ou êmbolos

1 – Fiabilidade e robustez mecânica (Class.=1)

Como é conhecido da história, sistemas de propulsão baseados em pistões ou êmbolos já existem há centenas de anos e continuam a ser os mecanismos de propulsão mais utilizados pela humanidade, quer para sistemas de bombeamento de fluídos como para fontes de potência para veículos e equipamentos. Estes sistemas são bastante robustos e fiáveis. No entanto não às temperaturas exigidas para este projeto. O contacto mecânico do pistão com as paredes do cilindro a temperaturas na ordem dos 500 graus é inadmissível uma vez que o risco de gripagem é plausível. O sistema terá de ser obrigatoriamente projetado com uma folga entre o pistão e a parede do cilindro para assim se evitar o contacto mecânico. Essa folga resultará numa perda de caudal que é transmitido de uma câmara para a outra, através do pistão. Esta perda pode ser facilmente compensada pelo *software* do equipamento. Um dos principais problemas com a utilização de sistemas de êmbolos ou de pistões é o mecanismo necessário para realizar a abertura e o fecho das câmaras do cilindro em função do ciclo em que este se encontre. No caso dos motores de combustão interna, o comando e a sincronização das válvulas é feito por uma árvore de cames e no caso do motor a vapor, um conjunto de válvulas operadas mecanicamente e em sincronia com o estado do motor, lido na cambota. Dada a complexidade mecânica de tais sistemas e as condições exigentes da tarefa, este sistema é dificilmente o melhor candidato.

2 – Operar com temperaturas até 500 °C (Class.=3)

Estes sistemas são conhecidos por operarem em condições muito exigentes como é o caso de um motor de um carro de competição. Com o aparecimento das primeiras locomotivas a vapor, o ser humano rapidamente tomou o gosto por velocidade e consequentemente o desejo por desenvolver sistemas cada vez mais poderosos e rápidos. As locomotivas a vapor são sistemas mecânicos de transporte, extremamente complexos, rápidos e perigosos, no entanto a data era o que existia e por sua vez estes desempenharam a função extremamente bem, marcando o início da primeira revolução industrial. Penso

que este conceito possui no seu ADN a capacidade de funcionar em condições adversas como é o caso dos sistemas de propulsão a vapor ou os motores de combustão interna. Sistemas que são projetados e desenhados para operarem com temperaturas e pressões elevadas como condições normais de funcionamento. Com os sucessivos avanços da ciência e da engenharia dos materiais acredito que é um dos melhores conceitos mecânicos para operar a elevadas temperaturas.
3 – Extrusão de outros materiais além do PEEK (Class.=2)
Ao contrário do sistema anteriormente classificado, o sistema de pistões não tem qualquer problema em extrudir diferentes materiais com diferentes propriedades ou temperaturas de TV. O problema não se coloca para este conceito uma vez que o operador poderá expulsar grande parte do material do interior do cilindro pondo a bomba a trabalhar em seco, posteriormente baixar a sua temperatura e seguir com “sangramento” e a extrusão do novo material a sua temperatura de TV adequada. A nova temperatura TV mesmo que seja baixa para a extrusão do pouco que resta do material antigo (entre a saída da bomba e a saída do bocal), juntamente com a capacidade do sistema em desenvolver elevadas pressões, força a saída de material do sistema. No entanto, as válvulas existentes no circuito para promover o funcionamento do sistema de extrusão serão claramente o ponto crítico desde sistema em relação a operação destas com um fluido termoplástico e de extrusão de diferentes matérias ao mesmo tempo.
4 – Manutenção e usabilidade do sistema (Class.=0)
A elevada complexidade mecânica e o número considerável de componentes como pistões, válvulas, elementos de vedação e selagem (segmentos), podemos concluir que não é de todo o sistema mais fácil e flexível de se operar. Qualquer pessoa que possua um automóvel sabe perfeitamente que qualquer avaria interna que envolva abrir o motor e retirar elementos internos, significa uma grande dor de cabeça e um orçamento exorbitante do mecânico. Apesar do grau de complexidade de um extrusor não se comparar a complexidade do motor de um automóvel, este não fica atrás em termos de manutenção. Geralmente estes sistemas são lubrificados e arrefecidos para temperaturas nominais, mas no nosso caso, este terá de ser aquecido e não lubrificado a temperaturas ainda maiores. Por isso mesmo, podemos facilmente prever um grande desgaste em todos os elementos de vedação devido ao contacto mecânico. O resultado disto tudo? Manutenção periódica obrigatória.
5 – Sistema inteligente ou autónomo (Class.=2)
De forma semelhante ao conceito anteriormente apresentado, o grau de autonomia e de processamento depende maioritariamente do que é implementado no sistema. Contudo, este não é um conceito tão robusto, como é o caso das bombas de engrenagens. No intuito de aumentar as capacidades do sistema, as válvulas de retenção unidirecionais teriam de ser substituídas por servo válvulas que permitissem de forma eficaz controlar o fluido em cada câmara do cilindro de forma independente.
6 – Segurança para o sistema e para o operador (Class.=1)
Este sistema acarreta maiores riscos quer para o próprio sistema quer para o operador. A sua complexidade mecânica com múltiplos elementos móveis como é o caso das válvulas, do pistão e da cambota ou fuso. Todos estes elementos acarretam riscos para o sistema e para o operador. O risco de incêndio, encravamento e esmagamento é real. Este sistema requer um controlo mais apertado durante o seu funcionamento, com proteção ativa e passiva quer para o sistema quer para o operador. Assim sendo, a complexidade deste sistema será ainda maior do que já o é.
7 – Compatível com outros sistemas e plataformas (Class.=2)
Visto tratar-se de um sistema escalável, é possível imaginar este sistema em grande parte das tecnologias 3Dp de termoplásticos. No entanto, é necessário ter em atenção a massa total do sistema composto pelo cilindro, circuito com válvulas, atuadores das válvulas e o pistão, bem como, o próprio termoplástico presente no sistema. Dado o sistema operar segundo o princípio das cavidades progressivas, bem definidas, este representa uma flexibilidade enorme nos caudais que debita, necessitando apenas da aplicação de um bocal adequado. Um sistema composto por um pistão com uma área ativa grande e com um curso longo, é possível garantir a extrusão de muito material a cada ciclo de descarga, conferindo a este sistema a habilidade de ser aplicável em impressoras 3D de pequenas, médias e grandes dimensões.
8 – Extrusão eficiente com um fluxo homogéneo, constante e sem bolhas (Class.=1)

Por se tratarem de cavidades progressivas, o fluxo de material no interior de cada câmara é relativamente estático. Por sua vez será necessário recorrer a sistemas como misturadores estáticos à entrada e à saída do sistema de bombagem. Só assim é possível prever a extrusão eficiente de material. À semelhança do sistema anteriormente analisado, este teria de recorrer a material previamente preparado e armazenado num reservatório. A presença de ar no circuito poderá comprometer o funcionamento deste conceito devido à existência de válvulas, no entanto. Não será razão para atribuir uma classificação de 0.
9 - Sistema inovador e distinto (Class.=2)
Este tipo de sistema foi estudado para as mais diversas aplicações, inclusivamente na impressão 3D de pastas e fluídos viscosos. Trata-se de uma solução que ainda que não seja frequentemente usada na impressão 3D de termoplásticos, já utilizada na impressão 3D de cerâmicos. Com efeito, será alvo de uma classificação intermédia.
10 – Sistema elegante e leve “<i>Form, Fit and Function</i>” (Class.=1)
Como é constata da indústria automóvel, aeronáutica e hidráulica, os sistemas de propulsão através de pistões podem tomar/adotar diversas formas e arquiteturas, tais como motores em V, <i>Boxter</i> (motores de aeronaves ligeiras, carros como é o caso da Subaru e motos no caso da BMW) e em linha ou então no caso das bombas hidráulicas, configurações radiais, axiais, em linha e mais. Apesar da sua enorme variedade, estes sistemas são de longe os mais leves e elegantes e por isso mesmo a sua classificação é afetada.
11 – Sistema capaz de extrudir PEEK medicinal (Class.=1)
Este sistema é sem dúvida o mais exigente, visto que a vedação e as inúmeras interferências mecânicas do sistema são receita para um maior desgaste do sistema e por ventura para uma maior quantidade de contaminantes no fluxo de material. Os elementos de vedação entre o pistão e o cilindro, além dos vedantes da haste do pistão e o corpo do cilindro são elementos sujeitos a condições de funcionamento extremamente exigentes.
Classificação Final de 16 em 33

Sistema de Parafuso
1 – Fiabilidade e robustez mecânica (Class.=3)
Sistemas de propulsão baseados em tremonhas ou fusos derivam, conforme já foi referido, do parafuso de Arquimedes. Este sistema mecânico é o mais simples de todos sendo que, com apenas um elemento rotativo (fuso), somos capazes de extrudir material. Uma forma de contornar o princípio de Arquimedes, consiste na modificação e na transformação do sistema. Com a introdução de múltiplos elementos rotativos, com passos variáveis e complexos é possível construir sistemas mais eficientes, robustos, precisos e patenteados. Com a alteração e a evolução do princípio original de Arquimedes estamos de certa forma a aumentar a performance destes sistemas. No entanto, dada a elevada complexidade mecânica dos mesmos a probabilidade de haverem problemas mecânicos é sem dúvida maior. O parafuso de Arquimedes é atualmente utilizado em açudes e barragens de pequenas dimensões para a produção de energia elétrica ou para bombear água para montante da barreira hidrográfica artificial. Mesmo que seja utilizado continuamente, estes são capazes de operarem eficientemente durante muitos anos, sendo o problema mais crítico, o desgaste e a corrosão da hélice do fuso. Tendo em consideração o princípio fundamental do parafuso de Arquimedes e dada a sua simplicidade brutal com apenas um elemento rotativo (tal como um motor a jato ou um motor elétrico) este sistema é sem dúvidas o mais robusto mecanicamente e por isso atribuímos a classificação máxima.
2 – Operar com temperaturas até 500 °C (Class.=3)
Estes sistemas são conhecidos por operarem em condições muito exigentes, como é o caso dos sistemas de injeção plástica, bombas óleo-hidráulico ou da energia hidroelétrica. Para estes sistemas, as temperaturas elevadas nunca foram problema visto que estes são a mula de serviço para a produção de peças e objetos de plástico. Se forem bem projetados, estes sistemas são capazes de sustentar esforços significativos a temperaturas elevadas, como é o caso das ferramentas utilizadas nos processos

subtrativos. A sua capacidade de garantir uma excelente performance só depende da complexidade mecânica, do conceito mecânico e das condições de serviço. Assim sendo, podemos concluir que este será sem dúvida o conceito mecânico mais robusto a elevadas temperaturas.

3 – Extrusão de outros materiais além do PEEK (Class. =1)

Estes sistemas são conhecidos por conseguirem extrudir/bombear uma grande variedade de fluídos. Desde materiais sólidos, a líquidos e gasosos, em condições exigentes. Contudo, caso o sistema opere com plástico no estado líquido ou semilíquido, este acaba por aderir ao fuso e por dificultar a retirada desse material por forma a extrudir outro material diferente como é do primeiro exemplo, analisado anteriormente. Na indústria da injeção plástica, a cada troca de material a máquina extrusora é desmontada e limpa para ficar pronta a extrudir outro material. Este protocolo tem de ser realizado religiosamente e torna-se fonte de tempo desperdiçado e custos avultados com a mão de obra requerida para a operação de limpeza bem como o tempo do mecanismo parado. Assim sendo, caso seja adotada uma solução em que o fuso contacte com material plástico derretido, este requer a mesma atenção, o que por sua vez afeta a sua classificação negativamente. Uma forma interessante de eliminar este problema/transtorno, seria recorrer exclusivamente a uma broca do tipo *Auger* com um passo fino e alas grandes. Assim, é possível utilizar uma das capacidades do parafuso de Arquimedes que é, o transporte/compactação de material. Ao invés do fuso trabalhar com o plástico num estado quase líquido, este transfere e compacta os *pellets* ainda no estado sólido para um reservatório onde o material seria aquecido até à temperatura desejada. Teoricamente, a quantidade de massa que é forçada a entrar no sistema será a mesma quantidade de material extrudido. Este conceito seria o ideal visto que o fuso não é contaminado/sujo com material plástico, ou seja, este teoricamente não necessitaria de operações de limpeza a cada troca de material. Outra vantagem deste conceito seria o afastamento da zona térmica do elemento rotativo, o que significa, condições de funcionamento menos exigentes. Apesar do conceito que idealizei anteriormente, os sistemas convencionais não recorrem à mesma filosofia para realizar a extrusão de termoplásticos e por isso mesmo a classificação é dada para estes sistemas. A classificação de zero para estes sistemas não é possível visto que, é possível extrudir todos os materiais apesar das respetivas operações de desmontagem da máquina e posterior limpeza do sistema a cada troca de material. Assim sendo, a classificação por defeito é de 1.

4 – Manutenção e usabilidade do sistema (Class.=2)

Como já foi referido no requisito anterior, estes sistemas passam muito tempo parados em operações de manutenção ou de limpeza. Dado o conhecimento da necessidade de operações auxiliares de preparação da máquina extrusora, estas já são desenhadas e projetadas para que o processo seja o mais fácil e rápido possível. Podemos concluir que apesar da standardização da indústria em torno do sistema convencional de extrusão para a injeção plástica, este é de longe o mais flexível na matéria de usabilidade e manutenção. Comparado com os demais sistemas anteriormente analisados este é equiparável ao conceito das bombas de engrenagens exteriores e apesar da simplicidade dos conceitos, requerem operações delicadas de limpeza, de preparação e de manutenção.

5 – Sistema inteligente ou autónomo (Class.=2)

O grau de autonomia e de processamento depende maioritariamente do que é implementado no sistema. Contudo este não é um conceito tão inteligente e flexível, do ponto de vista da possibilidade de bombear material nos dois sentidos, como é o caso das bombas de engrenagens exteriores. Uma questão a considerar para estes tipos de sistemas é que estes geralmente não permitem a extrusão ou transporte de material no sentido oposto ao da extrusão de material (de forma eficiente). Tal como as brocas ferramenta, os fusos utilizados por estes sistemas têm uma face de corte/serviço que corresponde ao sentido de extrusão, ou então na face oposta para operações de retirada de material como as brocas. Em função da aplicação pretendida, os fusos são construídos de acordo com a aplicação, seja ela para extrusão de material ou corte e retirada de material. Assim sendo, podemos concluir que estes sistemas não têm a capacidade de reter o material derretido no seu interior dado um momento de paragem. Após a análise de alguns dos sistemas, foi possível constatar uma ligeira incontinência do sistema em reter o material. Assim, para evitar o derrame de material por ação da gravidade é necessário ter em conta sistemas de retenção para garantir que o sistema não verta material no objeto quando a cabeça extrusora passa por cima do objeto em viagem. Trata-se de uma plataforma robusta com muito potencial para ser controlada e monitorizada. No entanto, a sua incapacidade em reter o material ou inverter o sentido do escoamento, afeta a sua classificação final.

6 – Segurança para o sistema e para o operador (Class.=3)
Este conceito mecânico é provavelmente o mais seguro e fiável quer seja para o próprio mecanismo quer seja para o operador. A sua simplicidade aliada ao conhecimento e experiência adquirida da injeção plástica e dos sistemas de bombeamento que utilizem conceitos mecânicos semelhantes, permite ter a certeza de que um sistema destes é muito seguro.
7 – Compatível com outros sistemas e plataformas (Class.=2)
Apesar de se tratar de um sistema escalável, este tem uma característica própria, inerente ao seu <i>design</i> . Estes sistemas são de forma geral longos segundo a direção do fuso e por isso mesmo é necessário ter em atenção as dimensões do mecanismo, por forma a que este possa ser aplicado de forma eficiente na impressora 3D. Independentemente da orientação escolhida, dado o seu comprimento, este sistema utiliza muito espaço de trabalho da máquina. Dos atuais sistemas de extrusão com recurso a um parafuso/fuso para tecnologias 3Dp de termoplásticos, estes são orientados segundo a direção vertical (eixo Z). A sua orientação segundo uma direção significa que, segundo essa mesma direção, parte do espaço de trabalho é perdido. É necessário ter atenção as suas dimensões para não limitar de forma significativa a máquina em que este é aplicado.
8 – Extrusão eficiente com um fluxo homogêneo, constante e sem bolhas (Class.=3)
Este conceito mecânico é responsável pela maioria dos componentes produzidos pela indústria da injeção plástica. É conhecido por proporcionar a extrusão de termoplásticos com a melhor qualidade e resultados. A compactação, mistura e homogeneização do material a quente é parte integrante de todos os sistemas de extrusão com recurso a um fuso. Antes de iniciar o processo de extrusão, o sistema é carregado de material que é colocado a trabalhar durante um tempo considerável até obter uma mistura perfeita de material, desprovido de bolhas de ar ou outros gases. Uma vez preparado o material, este inicia a sua extrusão através do bocal para o interior do molde/matriz. É sem dúvida o sistema que garante os melhores resultados de extrusão. Trata-se de um sistema corrente para a extrusão de termoplásticos e amplamente utilizado no ramo industrial. Inevitavelmente este é o sistema que apresenta a melhor performance na extrusão de material e por isso mesmo merece a nota máxima a este nível.
9 - Sistema inovador e distinto (Class.=0)
Este é indubitavelmente o conceito menos inovador pois a ideia inicial que serve de base a este conceito teve origem no parafuso de Arquimedes e remonta a 250 a.C. Por sua vez, estes sistemas (amplamente utilizados na indústria da injeção plástica e na impressão 3D) desde logo já estão devidamente protegidos por patentes e direitos de autor, pelo que serão cotados com a classificação mínima.
10 – Sistema elegante e leve “<i>Form, Fit and Function</i>” (Class.=1)
O princípio original do parafuso de Arquimedes merece a nota máxima neste requisito dado a sua simplicidade mecânica e estrutural. No entanto, dado o avanço significativo de tecnologias e conceitos semelhantes, por forma a serem patenteados e proprietários, resulta inevitavelmente no aumento da sua complexidade, envergadura e performance. Com o desenvolvimento de novos sistemas de tremonha, estes tendem a ser cada vez mais poderosos e eficientes. Contudo, a principal desvantagem que resulta é sem dúvida a crescente complexidade mecânica, massa elevada e formato desenquadrado fazem deste sistema um dos menos ergonómicos para ser aplicado em tecnologias 3Dp de termoplásticos, especialmente em impressoras 3D de pequenas dimensões. Tendo em conta esta última nota é possível atribuir a classificação mínima de um.
11 – Sistema capaz de extrudir PEEK medicinal (Class.=1)
A extrusão de PEEK para aplicações médicas não representa qualquer problema. Nos sistemas tradicionais correntemente utilizados na indústria da injeção plástica, o fuso/tremonha está totalmente imerso no material termoplástico derretido. Como foi discutido anteriormente, este conceito de funcionamento é de todos o mais “limpo” e viável para a extrusão de material termoplástico sensível a contaminantes. Caso o sistema siga a mesma filosofia dos sistemas convencionais, a contaminação do fuso com outras matérias revela-se impensável para a extrusão de matérias tão sensíveis como é o caso do PEEK medicinal. Três soluções possíveis de serem adotadas para evitar a contaminação do PEEK medicinal devido a resíduos de outros materiais presentes no fuso do sistema de extrusão são: 1-utilizar

um sistema de extrusão para cada material (solução dispendiosa), 2-desmontar o sistema, retirar o fuso, limpar devidamente a máquina e o respetivo fuso (limpar devidamente um sistema destes pode tornar-se uma tarefa morosa) ou 3-substituir por completo o cilindro e o fuso por outros novos (recorrendo a elementos mecânicos diferentes para diferentes materiais). Independentemente da solução adotada, qualquer uma destas soluções requer mão de obra e tempo. Outra solução já referida anteriormente e que não tem nenhum dos problemas anteriormente apresentados é a utilização do fuso, fora da zona térmica. O fuso ao trabalhar com os *pellets* ainda no estado sólido, assim se evita a contaminação da superfície do fuso, mantendo-se o fuso constantemente limpo e operacional para outros materiais. Tendo em conta que os sistemas tradicionalmente utilizados não seguem a filosofia de funcionamento anteriormente apresentada, estes são prejudicados devido a uma contaminação e manutenção exigente do sistema de extrusão, nomeadamente o fuso.

Classificação Final de 21 em 33

Assim concluímos a análise e a classificação dos três principais conceitos mecânicos possíveis de serem implementados.

O resultado final da classificação dos diferentes conceitos mecânicos possíveis de serem adotados e implementados, é apresentado na seguinte tabela.

Tabela 3: Classificação final da avaliação dos conceitos mecânicos.

Modelo/conceito mecânico	Classificação em 30
1 – Sistemas de engrenagens exteriores ou <i>Roots Blowers</i> .	25 em 33
2 – Sistemas de parafusos	21 em 33
3 – Sistemas de pitões ou êmbolos	16 em 33

Como seria de esperar o conceito mecânico de parafusos seria uma das melhores, se não a melhor de todas as soluções. Porém, como é possível de se constatar este ficou ligeiramente abaixo (menos quatro pontos) do conceito baseado nas bombas de engrenagens exteriores ou *Roots Blower*.

Além de se tratar de um sistema com todas as características até agora apresentadas e discutidas, é um conceito inovador, revolucionário e alternativo aos tradicionais mecanismos de parafuso, que muito dificilmente entrará em conflito com patentes ou propriedade intelectual alheia uma vez que não existe atualmente nenhum sistema baseado numa bomba de engrenagens exteriores ou *Roots Blower*, para promover a extrusão de termoplásticos na aplicação específica de fabrico aditivo, como é o caso do processo FDM, FFF ou PJP.

4.4 Conceito mecânico adotado para a extrusão

Tendo em conta a classificação anterior que conclui pela escolha de um sistema baseado numa bomba de engrenagens exteriores ou *Roots Blower*, no capítulo seguinte, terá de ser feita uma análise mais profunda, quer a nível de desenho e de projeto quer a nível da concessão e fabrico do mecanismo.

Convém referir que tanto o conceito vencedor como os outros conceitos que concorreram, representam sistemas ou plataformas robustas para desempenharem a função de extrusor e por isso mesmo foi necessário colocar os diferentes conceitos a prova por forma a revelar o melhor conceito.

5 Projeto do extrusor

O desenvolvimento do projeto do extrusor irá basear-se nos convencionais extrusores FDM da *E3D* do tipo *Bowden*, idealmente composto por três componentes ou três zonas com funções diferentes.

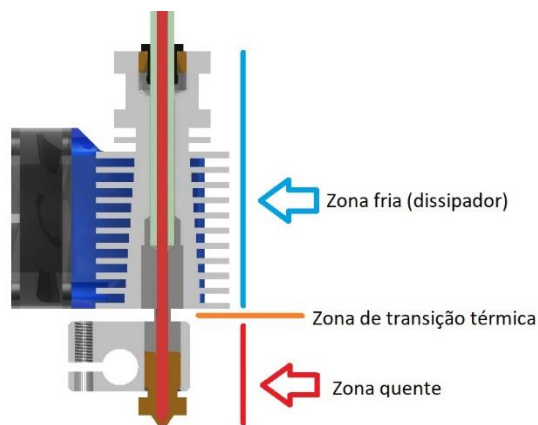


Figura 60: Extrusor modelo da *E3D* v6. (E3D - Online 2018)

Como podemos verificar na imagem anterior, existem pelo menos duas zonas bem definidas, a zona aquecida e a zona de transição.

A zona de dissipação (zona fria) em alguns sistemas é desprezada uma vez que o filamento pode entrar diretamente e a “céu aberto” para o bocal aquecido, sem necessidade da zona de dissipação. No entanto, a zona de dissipação deve de ser implementada para assim se minimizar a passagem de calor para a estrutura e para os componentes da máquina.

A zona de transição térmica funciona como um travão ou isolador térmico. Com uma seção transversal o mais fina possível e composta por um material metálico que seja mau condutor de calor (geralmente, aço inox) é possível minimizar a passagem/dissipação de calor para a entrada do sistema (zona fria).

No nosso caso o extrusor será, numa fase inicial, composto por apenas duas zonas: a zona quente que irá compor grande parte do sistema de extrusão e por último uma zona de transição térmica que será a entrada do sistema. Nesta primeira fase, a zona de transição térmica será passiva, ou seja, com dissipação convectiva natural (não forçada).

A zona fria do extrusor não fará parte deste sistema, uma vez que, o material estará idealmente armazenado fora do extrusor num local apropriado. À medida que o extrusor vai consumindo o material derretido que tem armazenado no seu interior, com

recurso a um sensor, é possível controlar o nível de material existente no extrusor e consoante a necessidade, enviar o material do local de armazenamento dos *pellets* para o extrusor, por via de um tubo flexível.

À primeira vista, este tubo apenas transporta *pellets* do depósito que o armazena para o extrusor. Contudo, este tem outra função importante pois o tubo serve também de tubo de escape para os gases libertados durante o seu serviço.

Com recurso a um sistema de ventilação auxiliar, é possível evacuar os fumos produzidos pelo extrusor para a atmosfera de uma forma controlada. Se se pretender um controlo apertado da qualidade do ar que sai do mecanismo, podemos ainda implementar um sistema de filtragem de partículas e odores, como é o caso dos filtros HEPA ativados com carvão.

Para completar o projeto em tempo útil, não serão projetados sistemas auxiliares.

Teorizado que o extrusor será composto por duas zonas distintas, podemos apresentar de uma forma mais desenvolvida cada zona e posteriormente otimizar a sua performance e as suas características.

A primeira zona é a zona quente (extrusor) e a segunda é a zona de transição térmica (funil).

Uma vez que o sistema de bombagem não deverá de funcionar com termoplásticos ainda no estado sólido, é possível concluir que a bomba terá de funcionar a uma temperatura definida pelo material utilizado e com o material polimérico à mesma temperatura da bomba. A entrada de material no estado sólido para o interior da bomba irá provocar sobrecargas elevadas durante o funcionamento do sistema e poderá, em casos extremos, bloquear a bomba ou até mesmo, danificar o sistema devido a esforços internos que excedem as capacidades do sistema.

Para garantir a correta entrada de material polimérico na bomba, este tem de entrar num estado líquido ou semilíquido, ou seja, é imperativo proceder ao aumento da temperatura do material antes deste entrar para a bomba.

Assim sendo, a zona quente será dividida em dois sistemas que se complementam mutuamente. O primeiro será o sistema de bombagem, composto pelo corpo da bomba, respetivos elementos de propulsão (engrenagens e veios) e os elementos de aquecimento. O segundo sistema terá a função de preparar e aquecer os *pellets* antes de estes entrarem para a bomba.

O segundo sistema teoricamente trata-se de um permutador estático (sem partes móveis) que irá fornecer o calor inicial para elevar a temperatura do material a uma temperatura adequada para o material derretido entrar na bomba e ser bombado.

Em regime permanente, ambos os sistemas terão uma temperatura relativamente homogénea e estarão cheios de material fundido. Assim, à medida que os *pellets* são enviados para o permutador, estes são literalmente despejados para um banho líquido de material previamente derretido.

A segunda zona é a de transição térmica, por onde é efetuada a entrada de *pellets* para o extrusor. Esta será composta por uma espécie de funil, onde é acoplado/fixado o tubo de alimentação do material. Para garantir a transmissão mínima de temperatura para o funil e posteriormente para o tubo e exterior, este componente terá de ser feito de um material que se apresente como um péssimo condutor de calor (como é o caso, por exemplo, do aço inox). Relativamente ao aço inox, apesar de ser conhecido por se

deformar consideravelmente com o aumento da temperatura, isto não representa um problema, visto que, no nosso caso, as dilatações da zona de transição térmica não influenciam ou afetam diretamente o extrusor.

Tendo em conta a informação anteriormente apresentada, chegamos ao seguinte diagrama de composição do extrusor:

Tabela 4: Estrutura do extrusor.

<u>ZONA DE TRANSIÇÃO TÉRMICA:</u> - Funil / <i>Hoper</i> (Entrada do extrusor)
<u>ZONA QUENTE:</u> - Permutador estático - Corpo da bomba

Para garantir, o melhor possível, o cumprimento dos critérios anteriormente apresentados para o conceito, nesta fase inicial teremos de ter em conta uma grande parte destes, nomeadamente os critérios 1, 2, 4, 6, 7, 8, e o 9.

Os critérios anteriormente apontados estão enquadrados no dimensionamento da estrutura e da composição do extrusor, pois a sua forma e funcionamento irá afetar diretamente o extrusor, de maneira positiva ou negativa dependendo das decisões tomadas.

A fiabilidade e robustez mecânica, a capacidade de operar a 500 °C, uma manutenção simples e esporádica, a segurança, a compatibilidade com os demais sistemas, a extrusão eficiente de material e a leveza do equipamento, foram os critérios que tentaram ser respeitados da melhor forma possível nesta fase inicial.

Após longas semanas de análise profunda e de dimensionamento CAD e posterior simulação e discussão, foi possível chegar a um mecanismo genérico, capaz de desempenhar a função de extrusor de acordo com os critérios impostos.

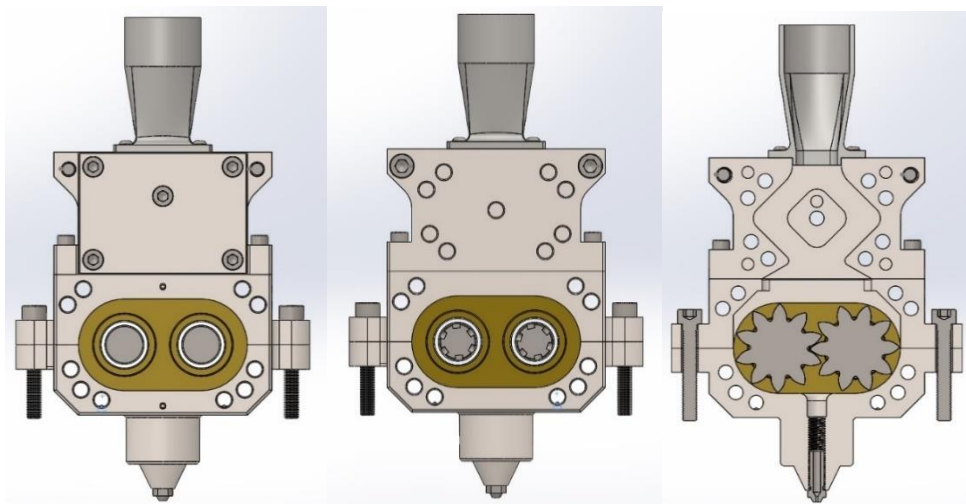


Figura 61: Extrusor Mk1. Vista da frente, trás e secção transversal respetivamente.

A versão mk1 aqui apresentada anteriormente, é, na verdade, a versão mk8 do primeiro conceito que foi desenvolvido. Ao longo da sua evolução foram feitas inúmeras mudanças e alterações em termos de design e desenho de forma a precaver,

eliminar ou atenuar alguns problemas que possam ocorrer ainda na fase de construção e funcionamento futuro.

Como podemos ver nas imagens anteriores, é possível ver os três elementos que compõem o extrusor, nomeadamente: o funil no topo, seguido do permutador no centro e no fundo, o corpo da bomba com o respetivo *nozzle*. Para o estudo de tal mecanismo, foi considerado para a sua construção um material de aplicação genérica como o aço para trabalho a quente, de que é exemplo, *Böhler Uddeholm H13 tool steel*.

Note-se que o corpo da bomba está dividido em dois blocos, corpos ou mandíbulas independentes. Este design foi proposto por mim para garantir a construção de uma bomba modular, aumentando-se assim a flexibilidade, facilidade de operação do equipamento e respetiva desmontagem e manutenção. As duas mandíbulas, respetivamente mandíbula inferior e superior têm uma face de encosto semelhante e são unidas e apertadas com recurso a dois parafusos ISO 4762 M6 x 40 – 40S.

A junção e o aperto das duas mandíbulas é responsável por segurar o extrusor à estrutura da máquina ou do chassi do extrusor e por apertar no sítio as bolachas que servem como chumaceiras para os dois rotores compostos pelas engrenagens que ficam alojadas no interior do corpo da bomba, mais precisamente no meio das duas mandíbulas.

A bolacha tem a função de garantir o posicionamento correto dos rotores no corpo da bomba e de permitir a retirada e a instalação de novos rotores de forma rápida e conveniente.

Para já, podemos fazer um catálogo de todos os componentes que compõem até ao momento o extrusor mk1 e atribuir algumas características a estes componentes, para avançar depois com o projeto e desenvolvimento destes elementos.

Tabela 5: Lista de componentes do extrusor Mk1.

Nr.	Nome do componente	Qt.	Material	Designação
1	Corpo Inf. (mandíbula inferior)	1	Aço trabalho a quente	AISI: H13 / DIN: X40CrMoV5-1
2	Bolachas (chumaceira)	2	Bronze ou ferro fundido	
3	Casquilhos PBI (chumaceira)	4	PBI (>500°C)	
4	Rotor	2	Aço trabalho a quente ou Aço inox Martensítico – R17	AISI: 431 / DIN: X20CrNi17 2 AISI: H13 / DIN: X40CrMoV5-1 AISI: 5132 / DIN: 34Cr4 AISI: 5115 / DIN: 16MnCr5
5	Corpo Sup. (mandíbula superior)	1	Aço trabalho a quente	AISI: H13 / DIN: X40CrMoV5-1
6	Permutador	1	Aço trabalho a quente	AISI: H13 / DIN: X40CrMoV5-1
7	Tampa do permutador	1	Aço trabalho a quente	AISI: H13 / DIN: X40CrMoV5-1
8	Funil	1	Aço inox	Serie 316

9	Parafuso Corpo da bomba / Chassi	2		ISO 4762 M6*40 – 40S
10	Parafuso Permutador / Chassi	2		ISO 4762 M6*40 – 40S
11	Parafuso Permutador / Corpo da bomba	4		ISO 4762 M4*20 – 20S
12	Parafuso Funil / Permutador	4		ISO 7380 M3*10 – 10S
13	Bocal (<i>nozzle</i>) E3D	1	Aço endurecido	M6 – 1,2 mm (curto)
14	Parafuso Tampa do permutador / Permutador	5		ISO 4762 M5*16 – 16S

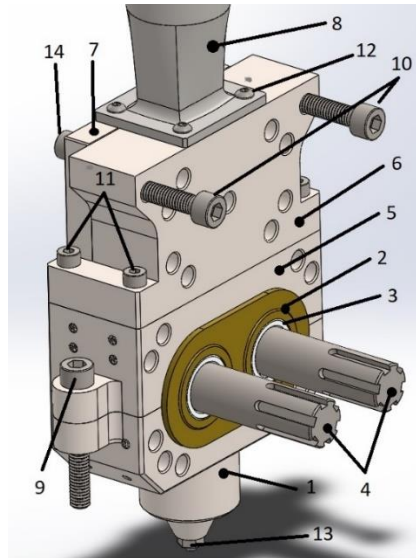


Figura 62: Listagem dos componentes.

O elemento principal de extrusão, apresentado até agora, trata-se de um mecanismo relativamente simples, que, no entanto, este terá de ser dimensionado e possivelmente alterado de acordo com os objetivos do projeto.

O sistema num todo terá mais componentes e sistemas aplicados ao extrusor, como, por exemplo, uma caixa de transmissão para a sincronização dos rotores, bem como, isolamento térmico e de segurança. Também a sensorização e instrumentação terá de ser igualmente projetada tendo em conta os materiais e as peças comercializadas pela indústria e por isso mesmo o sistema terá de funcionar com tensões de alimentação entre os 12 e os 48 volts.

Foi considerada como tensão de funcionamento do mecanismo em 24 volts para assim ficar garantida a compatibilidade e a disponibilidade de equipamentos ou de dispositivos correntemente comercializados. Ao mesmo tempo temos, potências elevadas com um funcionamento mais suave quando comparadas com os habituais sistemas amadores de 12 volts.

$$P [W] = I [A] * U [V]$$

Com os 24 volts podemos efetivamente ter a certeza de que o sistema não será um perigo para a segurança do operador quando este está a ser manuseado ou operado. Outra vantagem dos 24 volts nos sistemas tradicionais FDM é a de que estes permitem obter potências equivalentes com correntes inferiores (lei da potência) a circular nos seus condutores e circuitos de comando e controlo.

O resultado é uma diminuição da temperatura de funcionamento dos componentes elétricos e eletrónicos (efeito de Joule), que a longo prazo representa, uma maior longevidade dos sistemas e dos componentes elétricos.

Tendo em conta o que foi apresentado anteriormente, é necessário referir que alguns dos elementos principais do extrusor terão de ser dimensionados.

Tais elementos consistem, por exemplo, nos veios, nas engrenagens, nos rolamentos, nas chumaceiras e, por fim, nos parafusos. Convém referir que os parafusos utilizados no extrusor da versão mk1 foram escolhidos em função das suas capacidades máximas e posteriormente sobredimensionados.

Outra componente do dimensionamento passa pela simulação térmica do sistema.

A nível de potência de aquecimento do sistema, este também será sobredimensionado para que, nesta fase inicial do projeto, seja possível simular e testar de uma forma confiante a performance do sistema.

Assim sendo e tendo em conta os elementos de aquecimento existentes no mercado atual, a escolha incidiu nos cartuchos cilíndricos de aquecimento, convencionalmente utilizados em sistemas de impressão 3D e nos moldes/matrizas utilizadas na indústria da injeção plástica.

Os elementos de aquecimento e sensores de medição da temperatura serão do fabricante *Dyze Design*, para 24 volts.

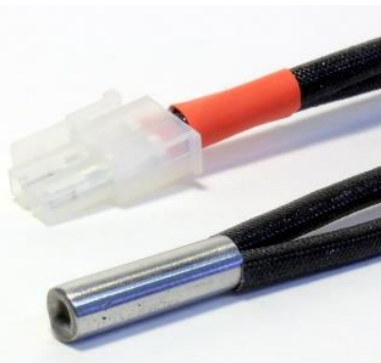


Figura 63: Elemento de aquecimento da *Dyze Design*. (Dyze Design 2018b)

Tabela 6: Dados do elemento de aquecimento da *Dyze Design*.

Material	Aço inox
Tensões de alimentação disponíveis	12 V com 45 W 24 V com 60 W
Comprimento do cartucho	21 mm
Diâmetro do cartucho	6 mm
Comprimento do fio	100 mm
Preço (unidade)	6 US \$

A nível de sensorização existem múltiplas soluções, mas uma vez que não se justifica desenvolver a própria sensorização (moroso e trabalhoso), como é o caso dos

termopares, irei apoiar me mais uma vez nas soluções que já são comercializadas e que já foram testadas por mim e por outros, para sistemas FDM.

Neste caso, será considerado um Termístor do tipo PTC (*Positive Temperature Coefficient*) ou NTC (*Negative Temperature Coefficient*), com a nota de que será necessário ter em conta a faixa de temperaturas a que este tem de operar e medir (com precisão). Assim sendo, a temperatura máxima de 500 °C imposta nos critérios, define o termístor que teremos de utilizar.

Visto que a *Dyze Design* é dos poucos fabricantes de equipamentos para tecnologias 3Dp com sistemas de extrusão de filamento que operam a temperaturas até aos 500 °C, como acontece no nosso caso, poderemos facilmente considerar a utilização dos seus componentes de elevada qualidade, a um custo baixo.

Assim, após uma breve análise dos sensores disponíveis na plataforma online do vendedor, concluímos que existem duas categorias de sensores de temperatura, todos eles do tipo NTC. A diferença entre os dois sensores reside unicamente na temperatura máxima a que estes podem operar, oferecendo assim, sensores de temperatura para até 300 e até 500 graus Celcius.

No nosso caso e uma vez que os sensores terão de medir com elevada precisão até à temperatura imposta de 500 °C, ficamos com as seguintes soluções:



Figura 64: Termistor de pequenas dimensões feito de vidro (indicado para locais apertados e compactos, como é o caso do bocal). (Dyze Design 2018b)

Tabela 7: Dados do termistor NTC de pequenas dimensões.

Tipo	Termístor NTC
Material	Vidro com isolamento cerâmico
Resistência (calibração)	A 20 °C é 5,2 MΩ A 400 °C é de 250 Ω
Preço (unidade)	16 US \$

Ou:

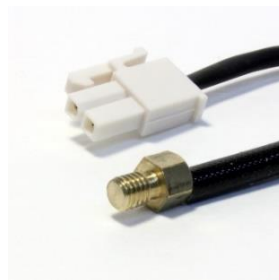


Figura 65: Termistor metálico com rosca e ligação rápida de elevada qualidade (solução mais robusta). (Dyze Design 2018b)

Tabela 8: Dados do termistor NTC com involucro metálico.

Tipo	Conjunto termistor NTC com involucro metálico
Material	N.D.
Resistência (calibração)	A 20 °C é 5,2 M Ω A 400 °C é 250 Ω
Preço (unidade)	23 US \$

A conclusão a que cheguei relativamente aos dois sensores anteriormente expostos é que estes são literalmente iguais, diferindo apenas no preço, no tamanho e na proteção que envolve o sensor.

Assim sendo, torna-se mais pertinente a utilização destes sensores, uma vez que a programação/calibração destes sensores no *firmware* do controlador da máquina ou do extrusor, é a mesma. Além da construção do código ser mais simples, a possibilidade de utilizar o mesmo sensor com dimensões e configurações diferentes permite uma sensorização customizada e eficiente.

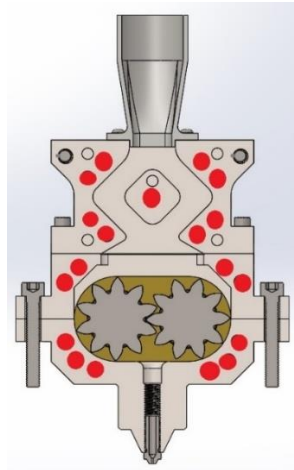


Figura 66: Secção transversal do extrusor (furos para cartuchos de aquecimento a vermelho).

Como se constata na imagem anterior, o permutador e o corpo da bomba (superior e inferior) são atravessados por furos passantes de 6 mm de diâmetro, utilizados para alojar os elementos de aquecimento anteriormente referidos.

Dada a largura do extrusor de 35 mm ser constante ao longo de toda altura de 137,5 mm, podemos alojar cartuchos de 35 mm ou até ligeiramente maiores como, por exemplo, cartuchos de 40 mm. No entanto, o permutador tem uma tampa que cobre o circuito do permutador com uma espessura de 10 mm. Isto significa que, este apenas tem capacidade de alojar cartuchos de aquecimento com um comprimento máximo de 25 mm.

Uma vez que o comprimento do cartucho escolhido é de 21 mm, apenas é possível alojar um por orifício, o que significa um total de 60 watt por orifício enquanto que o corpo da bomba com os seus 35 mm é capaz de alojar de forma confortável dois cartuchos. O resultado são 120 watt por orifício.

Convém igualmente referir que, caso seja adotada a opção de alojar os dois cartuchos, parte destes, mais precisamente 3,5 mm do cartucho ficarão fora do corpo do extrusor. Não se trata de um problema grave, uma vez que a parte do cartucho que fica

de fora é onde estruturalmente esta inserido o casquilho cerâmico que isola as soldas dos condutores a resistência de aquecimento, em que esta parte não é aquecida.

Seria possível aumentar a largura do extrusor, para que os cartuchos ficassem completamente inseridos, mas em prol da leveza e esbelteza do sistema isto não será considerado. O acréscimo de uma espessura de 7 mm ao longo de 137,5 mm de altura e um comprimento de 88,8 mm corresponde a um volume aproximado de 85,5 centímetros cúbicos de aço adicional.

Ora, é de conhecimento geral que a densidade do aço é de $7,7 \text{ g/cm}^3$, o que resulta numa massa de 658 gramas. Mais de meio quilo para que seja possível envolver os 3,5 mm do cartucho que ficam de fora do corpo não é justificável.

Tendo em conta uma configuração mais potente do extrusor, o sistema terá uma potência de aquecimento corresponde a um máximo de 1740 watt e a um mínimo de 1140 watt. Com os nove orifícios do permutador totaliza uma potência de 540 watt enquanto que a bomba totaliza no máximo 1200 watt (com dois cartuchos por orifício) ou no mínimo 600 watt (com um cartucho por orifício).

Como já foi referido anteriormente, o extrusor terá de ser fixado/aplicado num chassi, fixo à estrutura da máquina, quer seja móvel ou imóvel. O chassi terá idealmente de alojar o extrusor de forma segura, de garantir o seu isolamento térmico com a temperatura ambiente do exterior e de igual modo, de ser resistente o suficiente para acoplar os diversos sistemas auxiliares como a transmissão de sincronização da bomba e o motor elétrico.

Idealmente o chassi será a estrutura no qual todos os componentes e sistemas necessários para o funcionamento do extrusor serão acoplados.

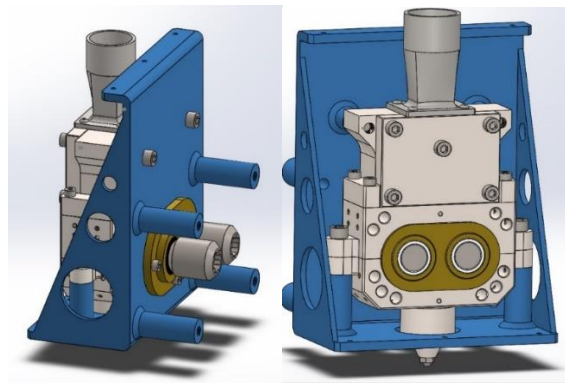


Figura 67: Extrusor com o respetivo chassi a azul.

Como podemos verificar na imagem da esquerda, os veios dos rotores da bomba saem na parte de trás do extrusor e atravessam o chassi. Estes são apoiados em rolamentos de esferas aplicados numa terceira bolacha de bronze, que posteriormente é fixa ao chassi. É necessário ter em conta as condições de serviço destes rolamentos uma vez que, estes têm de ser projetados especificamente para trabalhar sem lubrificação e a temperaturas elevadas.

O fabricante de rolamentos SKF possui rolamentos que conseguem operar até aos $350 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Contudo, esta temperatura não é suficiente para sustentar os esforços produzidos pela bomba a uma temperatura de $500 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e durante longos períodos de funcionamento.

Podemos, de forma confiante, referir que, se não forem tomadas medidas para proteger estes elementos mecânicos, estes serão sem dúvida um ponto propício para que ocorra algum tipo de falha catastrófica do sistema. A única forma de acautelar esta ocorrência reside na colocação de materiais refratários ou isoladores térmicos preferencialmente leves, para impedir ao máximo a passagem de calor para outros elementos mecânicos como é o caso dos rolamentos.

A utilização de isolamento térmico é aconselhada por diversas razões, maioritariamente associadas à eficiência térmica e energética, à segurança e ao isolamento entre superfícies frias (seguras para o operador) e quentes do sistema (perigosas para o operador), e, por último proteção e separação entre componentes a operarem com gradientes de temperatura elevados.

Um exemplo perfeito de mecanismos que operam com gradientes de temperatura elevados são os sistemas turbo utilizados nos motores de combustão interna com os respetivos coletores. O habitáculo onde o turbo é alojado é, sem dúvida, o local mais quente de um motor. Por isso mesmo é comum ver barreiras térmicas (*heat shields*) que impedem o calor produzido no turbo de ser transferido para outros componentes.



Figura 68: *Heat shield* do turbo e dos coletores.

À primeira vista, pode parecer que este isolamento térmico apenas tem a função de evitar a propagação de calor para outros componentes. No entanto, este tem uma função mais importante. Como é de conhecimento geral, os primeiros sistemas “turbo” utilizados em motores de combustão interna (geração turbo dos anos oitenta) não eram conhecidos por serem sistemas muito fiáveis ou robustos.

Na verdade, estes sistemas eram frágeis e ainda se encontravam numa fase muito prematura. Inicialmente, devido a limitações tecnológicas dos materiais empregados, os turbos não eram isolados por forma a maximizar a retirada de calor do sistema e também garantir a integridade estrutural do mesmo e dos seus componentes quando operado a altas velocidades e em condições extremas.

O problema de não isolar termicamente o turbo revelou-se catastrófico em veículos civis, uma vez que, as simples condições do quotidiano de um automóvel revelam-se extremamente exigentes, com uma exposição constante aos elementos que o rodeiam (água, calor, frio e vibrações). Os primeiros carros com turbo eram conhecidos por avariarem quando passavam numa simples poça de água em que parte desta chapina-se para o turbo.

Tendo em conta esta lição de história e engenharia sobre os primórdios dos sistemas turbo, podemos concluir que o isolamento térmico dos turbos não só funciona como isolamento térmico, como também é uma barreira física que protege e evita a exposição dos componentes solicitados a elevadas temperaturas de eventuais choques térmicos e possivelmente de acidentes.

Assim sendo, a metodologia utilizada neste projeto seguirá na íntegra as lições aprendidas nos sistemas turbo.

O extrusor terá de ser obrigatoriamente isolado a frente e atrás (no mínimo). À frente, pois é a face frontal do sistema que mais riscos apresenta para a segurança de qualquer ser humano que se aproxime do extrusor em funcionamento. Na parte de trás, por seu turno, a sua função é a de proteger os componentes mecânicos auxiliares que devem de operar a baixas temperaturas como é o caso dos rolamentos e das engrenagens da transmissão.

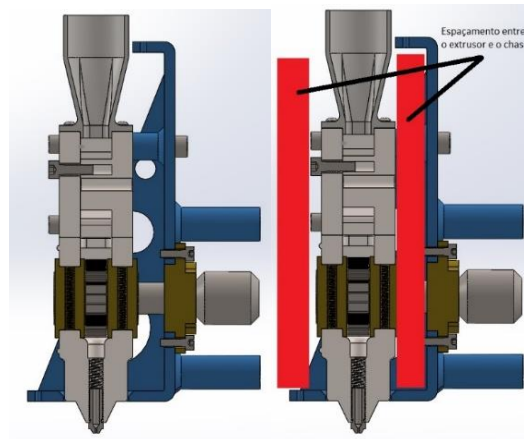


Figura 69: Vista lateral da secção transversal do extrusor com o chassi (representação do isolamento térmico a vermelho).

Como podemos constatar através da imagem anterior da esquerda, o extrusor é fixado ao chassi no seu local específico com recurso a uns pilares de apoio. Estes pilares são responsáveis por garantir o posicionamento correto do extrusor relativamente ao chassi e, por sustentar o extrusor com uma determinada distância entre este e o chassi. Esta folga é desejada para que o extrusor tenha o mínimo contacto possível com os componentes que o rodeiam e o envolvem. Além de servir de separação entre o extrusor e o chassi, esta “caixa de ar” também serve como espaçamento para alojar isolamentos térmicos adicionais.

A solução de se isolar termicamente a face da frente e de trás (figura da direita) não é certamente a solução mais eficaz, visto que as laterais do extrusor continuam desprotegidas. Assim sendo, o extrusor terá de ser totalmente envolvido com isolamento térmico, garantindo-se assim, uma maior eficiência térmica e energética do mesmo.

Antes de prosseguir com o projeto do extrusor, convém ainda apontar questões e princípios de funcionamento e de manutenção.

Tendo em conta a configuração do extrusor mk1, o funcionamento do extrusor poderá ser idealizado e teorizado da seguinte forma: ao arrancar este mecanismo pela primeira vez, este tem de ser atestado com *pellets*. Convém referir que o seu enchimento inicial tem de ser obrigatoriamente realizado com o extrusor completamente frio, visto que na fase inicial de arranque, o sistema tem um funcionamento puramente gravítico.

Caso este já se encontre com uma temperatura elevada, o seu enchimento poderá não ser feito de forma correta. Ao entrar em contacto com as superfícies quentes, os *pellets* automaticamente aglutinam-se às paredes e acabam por coagular o material ainda à entrada do extrusor, impedindo ou dificultando a passagem de material para o interior da bomba. No caso de materiais extremamente viscosos, isto significa que o material poderá nunca descer até à bomba por ação gravítica.

Consequentemente, dado que o sistema terá de possuir folgas mecânicas para garantir o seu funcionamento correto sem grandes interferências mecânicas, podemos facilmente concluir que o sistema não irá ser capaz de gerar vácuo por forma a obrigar a entrada de material para o interior da bomba (na fase de arranque), o que se revela desastroso ainda antes do início de utilização do extrusor.

Assim sendo e respeitando o procedimento de enchimento do extrusor, com este ainda frio é possível garantir a descida e posteriormente o enchimento completo do extrusor, com material.

Com o sistema repleto de material, desde os rotores da bomba até à entrada do extrusor, podemos passar à fase seguinte que corresponde ao aquecimento gradual e controlado do sistema. Durante esta fase, apenas será fornecido calor ao sistema para equilibrar termicamente o sistema e consequentemente, para aquecer corretamente o material que está prestes a ser extrudido.

Terminada a fase de arranque do sistema com o seu circuito cheio de material e com o sistema equilibrado termicamente, podemos passar à seguinte fase. Uma vez que os *pellets* foram introduzidos e derretidos com a presença de ar, é imperativo sangrar a bomba, para que esta tenha uma extrusão correta de material, ou seja, sem bolhas. Para tal, é necessário processar/extrudir todo o material que foi inicialmente introduzido no sistema, para retirar todas as bolsas ou bolhas de ar que possam existir no circuito do extrusor.

Temos de ter em conta que a versão mk1 do extrusor não está equipada com um circuito de realimentação do material extrudido, uma vez que o material extrudido é despejado (desperdiçado) literalmente para o exterior.

Com efeito, no futuro, seria interessante criar um circuito de realimentação com uma válvula de retenção controlada eletricamente, que permitisse reaproveitar o material inicialmente extrudido de volta para a entrada do sistema. Esta solução evitava o desperdício de material uma vez que, o volume de material derretido no interior ainda é considerável.

Concluída a fase de sangramento da bomba e com a confirmação visual da extrusão eficiente de material (sem bolhas) podemos finalmente começar o processo de impressão.

Teoricamente, após o sangramento da bomba, esta será capaz de extrudir material. Com recurso ao potencial gravítico do material armazenado em cima dos rotores da bomba, viscosidade elevada e finalmente a capacidade cúbica da bomba, posso assumir que o sistema será capaz de arrastar material através do circuito do extrusor e por sua vez, extrudir.

Finalizado o processo de impressão convém que o sistema seja autonomamente capaz de proceder à sua limpeza mínima, ou seja, à retirada do resto de material que ainda se encontre no interior da bomba para que esta possa finalmente desligar e arrefecer com a garantia que se encontra o mínimo possível de plástico no interior do circuito. Este último passo eventualmente facilitará a desmontagem e posteriormente a limpeza do resto do material que ainda se encontre no interior da bomba (com menos esforço e menos desperdício).

Relativamente à limpeza e manutenção do extrusor existem três maneiras diferentes de proceder à retirada do material que ainda se encontre no seu interior.

Temos de ter em conta que uma vez frio o sistema, o plástico no seu interior estará rígido e o sistema completamente bloqueado.

Com efeito, a desmontagem do extrusor com material sólido no seu interior é impensável e, portanto, é obrigatório proceder ao aquecimento do sistema para amolecer o material e facilitar desta forma a sua desmontagem. Esta tarefa revela-se perigosa para o operador do sistema, uma vez que, será necessário manusear o sistema a elevadas temperaturas.

Para precaver situações desconfortáveis e perigosas, a versão mk1 já está pensada e projetada com furos auxiliares, em locais propícios para que, seja possível com recurso a dois parafusos do próprio extrusor forçar a separação dos diferentes componentes que compõem o extrusor e assim facilitar a sua desmontagem com o mínimo de manuseamento requerido por parte do operador.

Após a desmontagem completa do sistema podemos avançar com a limpeza. Como foi referido anteriormente, é possível fazer a limpeza de três formas diferentes.

A primeira forma, é na minha opinião, a mais eficiente e a mais fácil. Consiste em levar os componentes a um forno de alta temperatura e em carbonizar completamente o material (queima/destruição do material polimérico).

A segunda opção, é, em contraposição, a mais indesejada e consiste em utilizar solventes/diluentes industriais para limpar o sistema (destruição/diluição completa do material polimérico). Por questões ambientais esta solução não é recomendada.

Por último, a terceira opção consiste na utilização de processos manuais e automatizados para promover a retirada de material dos componentes. Trata-se da opção menos nociva, contudo a mais trabalhosa e complicada.

À primeira vista o sistema tem algumas falhas próprias do conceito mecânico adotado e a principal e que requer maior atenção consiste, respetivamente, nos apoios dos veios dos rotores da bomba.

Na prática, os apoios terão idealmente de estar à mesma temperatura do resto do corpo e, por isso mesmo, o risco de gripagem em virtude do contacto mecânico entre o veio e a chumaceira da bomba tem de ser vigiado.

A utilização de materiais auto lubrificantes para as bolachas é imperativo. A utilização de materiais auto lubrificantes pode e vai ajudar. No entanto, prevê-se que não será o suficiente, uma vez que, a lubrificação auxiliar inexistente e as temperaturas aplicadas são receita mais do que perfeita para o sistema eventualmente gripar.

Para eliminar este problema, decidiu-se equipar as bolachas com uns casquilhos poliméricos de sacrifício. O material dos casquilhos terá de ser obrigatoriamente resistente à temperatura máxima do extrusor e deverá igualmente de ser auto lubrificante e de preferência não dispendioso.

Assim sendo, o material para os casquilhos responsáveis por apoiar e sustentar os veios e os rotores nas suas posições serão feitos de PBI. O termoplástico PBI é o mais resistente a temperaturas elevadas, com algumas séries deste material capazes de aguentar temperaturas superiores a 500 °C.

Estes casquilhos obviamente serão componentes designados de consumíveis (como por exemplo as pastilhas dos travões de um carro) pois, a degradação do PBI a elevadas temperaturas assim como o desgaste devido ao funcionamento da bomba acelera o processo de decomposição e de deterioração destes. Assim sendo, a cada

manutenção do sistema, estes terão de ser inspecionados e eventualmente, substituídos por novos.

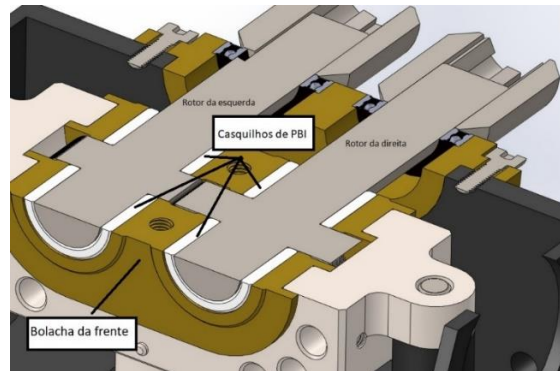


Figura 70: Secção transversal, horizontal da bomba.

Como se verifica na imagem anterior, os casquilhos (a branco) estão alojados entre as bolachas de bronze e o respetivo veio do rotor. Estes têm de ser introduzidos com interferência no o corpo da bolacha para que fiquem presos a esta. O veio rodará no interior do casquilho com uma ligeira interferência por forma a garantir a estanquicidade da bomba e ao mesmo tempo a minimização das forças de atrito produzidas nas chumaceiras.

Tendo em conta o que foi até agora apresentado sobre o extrusor da versão mk1, é possível prosseguir com o projeto e com o dimensionamento mais profundo de determinados componentes do extrusor.

5.1 Estudo e dimensionamento mecânico

Nesta secção do capítulo 5, será realizado o estudo e o dimensionamento do extrusor. Convém referir que alguns dos componentes apresentados na versão mk1 não requerem muita atenção a nível de dimensionamento estrutural por se tratarem de sistemas pouco solicitados, que dificilmente falharão no cumprimento das suas funções. Um exemplo disso é o permutador estático do sistema, o corpo da bomba e os respetivos parafusos utilizados. O dimensionamento destes componentes é desnecessário visto que estes podem ser sobre dimensionados.

Assim sendo, resta para já enunciar uma lista de componentes estruturais e auxiliares que compõem a versão mk1 e que à primeira vista têm obrigatoriamente de ser projetados.

1. **Rotores**
2. **Engrenagens transmissão**
3. **Veios**
4. **Apoios da transmissão**
5. **Simulação térmica**

Consequentemente, teremos de dimensionar os cinco elementos anteriormente apresentados. O dimensionamento correto destes elementos é imperativo pois estes serão a base do projeto. Assim, qualquer erro ou problema nesta fase corresponderá à invalidação do projeto nas fases mais avançadas.

Dada a falta de conteúdo e de informação relativamente à utilização destes sistemas para a extrusão de termoplásticos, alguns dados iniciais, necessários para o arranque do projeto do extrusor deverão ser considerados ou empiricamente assumidos. De igual forma, outras questões como a performance e as metas a cumprir também tem de ser consideradas nesta fase inicial. Para que sejam cumpridos os requisitos da melhor forma possível, é necessário que o sistema seja dimensionado de forma a respeitar as metas impostas. Caudais, temperaturas, robustez e fiabilidade mecânica são algumas dessas metas.

Seguem-se um conjunto de pressupostos, assumidos empiricamente para o arranque do projeto:

- Diâmetro do extrusor: igual ou superior a 1,2 mm. Após discutir o projeto com as partes integrantes desta dissertação, conclui-se que este sistema terá de ser aplicado para a produção de peças de médias a grandes dimensões. A miniaturização deste conceito é possível, no entanto, para efeitos de exequibilidade, foi adotada uma abordagem mais robusta do sistema. Assim sendo, o extrusor terá de ser capaz de extrudir material através de um bocal com o mínimo de 1,2 mm de diâmetro.
- Velocidade máxima da bomba: 10 RPM. Como já foi referido nos capítulos anteriores, estes sistemas são propícios à ocorrência de cavitação e por esse motivo a bomba terá de operar a uma velocidade baixa.
- Velocidade máxima de impressão: 150 mm/s. Apesar de existirem sistemas FDM que atingem velocidades de impressão superiores a 150 mm/s como é o caso das melhores impressoras FDM com estrutura *Delta*, no nosso caso, não aconselho que seja ultrapassada esta velocidade. Dada a massa elevada do sistema, qualidade de impressão inferior (perda de detalhe devido ao diâmetro elevado do bocal) e a altura de camadas elevadas, não é de todo aconselhável ultrapassar este limite. Convém ter em mente que o sistema poderá muito bem ser capaz de superar essa velocidade (dependendo apenas do débito da bomba). Todavia, esse aumento resulta numa perda significativa na qualidade da impressão e das características mecânicas do componente a ser produzido. Outro risco de elevar a velocidade a patamares excessivos é a probabilidade de ocorrer cavitação na bomba ou fenómenos de ressonância ou vibração na estrutura da máquina.
- Altura máxima da camada: 1 mm. Regra geral, para extrusores com um diâmetro inferior a 0,5 mm, a altura máxima da camada corresponde a 80% do diâmetro do extrusor. Assim, para um extrusor convencional de 0,4 mm, a altura máxima da camada deveria ser de 0,32 mm. É por esta razão que muitos *softwares* de impressão 3D, ao definir um extrusor de 0,4 mm a altura máxima da camada recomendada pelo *software* é de 0,3 mm. Aplicando a mesma regra ao nosso exemplo, para um extrusor de 1,2 mm a camada máxima será assim de 0,96 mm. Tal como no caso anterior, o valor da camada tem de ser arredondado para um valor decimal. Muitas impressoras 3D não possuem elementos de transmissão e de posicionamento que garantam precisões da ordem das centésimas de milímetro. Dado tratar-se de um extrusor com um diâmetro considerável, podemos, desta forma, arredondar o valor para 1 mm.
- Binário máximo de bombagem: 50 Nm. Apesar de não existirem valores relativamente ao binário produzido por estes sistemas quando operam com fluídos não newtonianos, após uma longa análise de catálogos de diferentes

fabricantes de bombas de engrenagens, foi possível verificar que, para pressões na ordem dos 100 a 120 bar, a operarem com óleo, o binário produzido no veio motor da bomba ronda os 10 Nm. Para precaver a viscosidade elevada do fluido em questão, atritos mecânicos e as elevadas temperaturas do sistema, será considerado um valor máximo admissível de 50 Nm por veio. De certo modo este valor está sobredimensionado. No entanto, assim se garante que o sistema não irá ceder na sua fase inicial de projeto.

No futuro, dado o conhecimento real dos dados necessários, este mecanismo de extrusão terá de ser testado e avaliado em termos mecânicos e térmicos. Para a eficiência mecânica podemos considerar a seguinte cadeia de potências, cargas e cinemáticas do sistema.

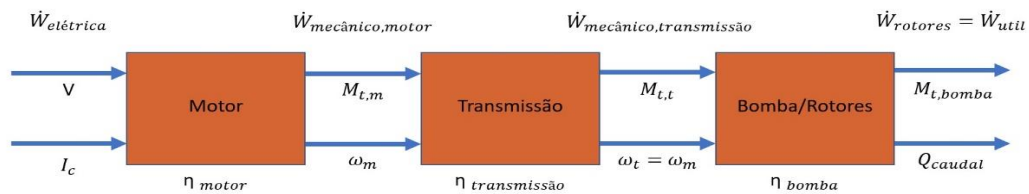


Figura 71: Cadeia de potências, cargas e cinemáticas genéricas do extrusor.

Para o caso da eficiência térmica, devemos considerar o extrusor num todo e por sua vez, a seguinte cadeia de potência e de carga térmica.

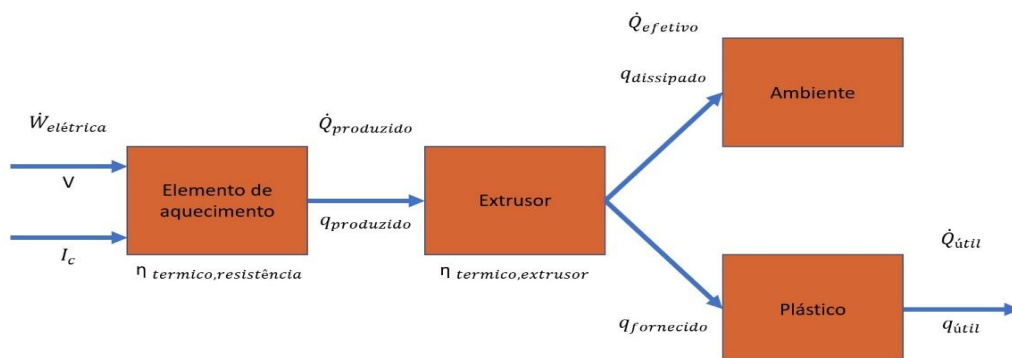


Figura 72: Cadeia de potências e cargas térmicas do extrusor.

Já é perceptível que a metodologia seguida para o projeto, segue a ordem da figura 71, da direita para a esquerda.

Dito isto, podemos avançar com o dimensionamento dos elementos principais que foram anteriormente enumerados.

1. Rotores:

Em primeiro lugar, temos de dimensionar a geometria dos rotores ou elementos de propulsão que definem as características da bomba e para tal podemos fazê-lo de várias formas.

Com recurso às designadas curvas matemáticas hipociclóides e epiciclóides é possível construir rotores ou fusos com geometrias complexas, baseadas não em dentado, mas sim em lóbulos. (S. Ucer e I. Celik 1980)

➔ *Trochoid/Epicycloid:*

$$\begin{cases} x = (R + r) \cdot \cos(t) - r \cdot \cos\left(\left(\frac{R+r}{r}\right) \cdot t\right) \\ y = (R + r) \cdot \sin(t) - r \cdot \sin\left(\left(\frac{R+r}{r}\right) \cdot t\right) \end{cases}, t \in [0; \frac{2\pi}{2.n}] \text{ (Blogspot 2018)}$$

→ *Hipocicloid:*

$$\begin{cases} x = (R - r) \cdot \cos(t) + r \cdot \cos\left(\left(\frac{R-r}{r}\right) \cdot t\right) \\ y = (R - r) \cdot \sin(t) - r \cdot \sin\left(\left(\frac{R-r}{r}\right) \cdot t\right) \end{cases}, t \in [0; \frac{2\pi}{2.n}] \text{ (Blogspot 2018)}$$

Tradicionalmente os sistemas *Roots blower* são concebidos e desenhados com recurso a estas curvas. Rotores com estas geometrias quando comparados com sistemas semelhantes que utilizem engrenagens convencionais, são caracterizados por terem um funcionamento mais suave e com menos risco de cavitação. No entanto, estes são mais ruidosos e possuem um escorregamento específico muito elevado com uma baixa razão de condução. Por estas razões, estes sistemas não podem ser, de forma alguma, motorizados diretamente. A utilização de transmissões de sincronização dos rotores é necessária. (Lobe Pumps 2018)

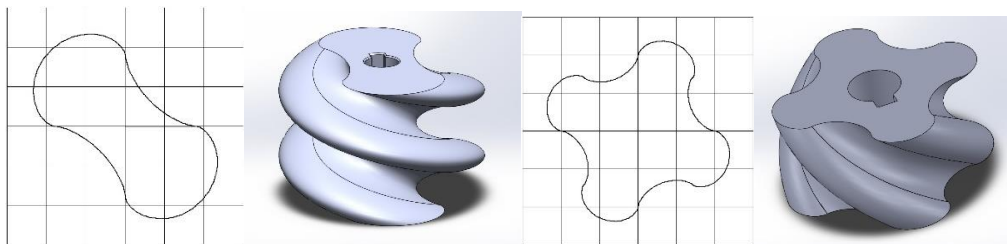


Figura 73: Exemplos de configurações de *Roots Blower* com dois e quatro lóbulos. (Mekanizmalar 2018)

Neste projeto utilizaremos rotores baseados em engrenagens convencionais, com ligeiras modificações a fim de melhorar o seu desempenho.

A construção dos rotores com dentado helicoidal é uma hipótese plausível, aumentando o volume de material transportado entre dentes e ao mesmo tempo reduzindo a pulsação do sistema. Porém, a utilização de dentado helicoidal nos rotores não é indicada, visto que, o aumento da razão de condução e o escorregamento específico potencia o risco de interferência entre rotores, para além de aumentar a quantidade de material preso na zona de engrenamento dos rotores, o que se traduz num risco acrescido de cavitação.

Outra característica inerente à utilização de dentado helicoidal é a existência de esforços não só radiais como axiais. Esforços axiais produzidos nos engrenamentos com dentado helicoidal aumentam a dificuldade no projeto dos apoios dos rotores e dos veios.

Para trabalhos futuros, podemos deixar uma nota para o estudo e teste de diferentes tipos de rotores com diferentes geometrias, por forma a escolher o melhor candidato. Numa fase mais

De seguida e uma vez concluídas estas notas prévias, iniciamos então o desenvolvimento propriamente dito do projeto e do dimensionamento dos rotores da bomba para a extrusão de termoplásticos em aplicações 3Dp.

Tendo em conta os dados anteriormente assumidos, podemos e temos de calcular o caudal máximo do sistema. O caudal máximo corresponde à velocidade máxima de impressão a multiplicar pela área da secção teórica de material depositado pelo extrusor.

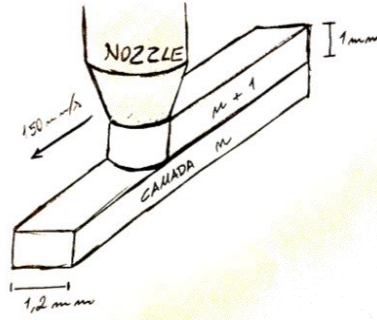


Figura 74: Esquema do princípio da deposição de plástico em tecnologias 3Dp.

O caudal do sistema é então dado pela fórmula:

$$Q = A(\text{area da secção}) * V(\text{velocidade})$$

Assim, obtemos um caudal volumétrico máximo de aproximadamente $180 \text{ mm}^3/\text{s}$ ou então $0,18 \text{ cm}^3/\text{s}$. Este caudal corresponde ao débito máximo da bomba com um bocal de 1,2 mm de diâmetro, com a altura de camada máxima admissível para este diâmetro e consequentemente com uma velocidade máxima de impressão de 150 mm/s .

Tendo em conta a velocidade máxima de rotação dos rotores da bomba de 10 RPM ou 1/6 RPS, este valor corresponde a aproximadamente $1,05 \text{ rad/s}$ ou então $60^\circ/\text{s}$.

Isto significa teoricamente que, a cada 60 graus de rotação dos rotores e a cada segundo, a bomba terá idealmente de bombear $0,18 \text{ cm}^3$ de material.

Tendo em conta os dados anteriores podemos assim modelar a engrenagem para extrudir a quantidade de material desejado.

Para o dimensionamento da geometria da engrenagem do rotor da bomba foi utilizado o *software* (folha de cálculo) *MITcalc* na sua versão para estudante.

Com efeito, para obter um protótipo inicial o mais adequado possível, tivemos em conta os conhecimentos desenvolvidos no artigo científico de Saleem e outros. (Saleem 2009), (MicroPump 2018)

A partir destes artigos foi possível retirar algumas conclusões e ideias para o projeto da geometria do rotor, com especial atenção Especial para o número e tipo de dente escolhido.

Após a leitura minuciosa destes artigos, chegamos às seguintes ideias:

- O número de dentes influencia a pulsação do sistema e também o volume entre dentes, ou seja, a capacidade cúbica da bomba. Quanto maior o número de dentes, maior a capacidade cúbica da bomba. A frequência da pulsação também aumenta, mas com flutuações de pressão mais atenuadas. Temos de ter em conta que quanto maior o número de dentes maior será a engrenagem para um dado módulo.
- O ângulo de pressão superior aumenta ligeiramente a capacidade cúbica da bomba, reduz o volume de material preso na zona de engrenamento e dificulta a ocorrência de cavitação.

- Quanto maior a razão de condução, maior é o volume de material preso na zona de engrenamento. Idealmente, esta teria de ser igual a 1.
- A correção de dentado positivo não só torna o dente mais robusto como também reduz o volume de material preso na zona de engrenamento, aumentando ao mesmo tempo a capacidade cúbica da bomba. Diminuir ao máximo o volume de material preso na zona de engrenamento é de extrema importância visto que o material preso é conduzido de volta para a zona de baixa pressão da bomba (entrada) o que resulta numa certa quantidade de material a circular no interior da bomba que não é expelido/bombeado para a saída da bomba.

Tendo em conta estas noções anteriores, desenvolvi o rotor que implementa a versão mk1 do extrusor e que cumpre aproximadamente a performance anteriormente calculada para o sistema.

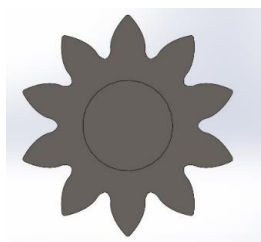


Figura 75: Rotor da versão mk1_SSP.

O rotor é uma engrenagem de dentado reto, composta por 10 dentes com uma correção do dentado positiva. A totalidade dos dados do dimensionamento encontram-se no “[Anexo A – MITcalc engrenagens da bomba/rotor](#)”.

Os principais dados, com relevo para o projeto encontram-se expostos no quadro em baixo.

Tabela 9: Dados calculados MITcalc para a engrenagem/rotor.

Nº de dentes (Z)	10
Módulo (m)	3 mm
Ângulo de pressão (α)	30 °
Entre eixo (a)	30 mm
Entre eixo de funcionamento (a_w)	30,678 mm
Entre eixo definido (e)	31,3 mm
Diâmetro de cabeça do dente (d_a)	36,7576 mm
Diâmetro primitivo (d)	30 mm
Diâmetro de base (d_b)	25,9808 mm
Diâmetro da raiz do dente (d_f)	23,1 mm
Correção do dentado (x)	+0,1
Razão de condução (ϵ)	1.2087
Escorregamento específico total (g)	7,6736
Largura da engrenagem (b)	10 mm
Peso aproximado	0,08 kg

Concluindo o dimensionamento da engrenagem no *MITcalc*, foi criado um ficheiro .dxf com um conjunto de pontos que representam o perfil do dente. Este ficheiro foi transferido para um *software* CAD, neste caso, o *Solidworks*. Com recurso às capacidades CAD 2D/3D do *software* foi possível criar o desenho 2D da roda dentada completa para de seguida avançar para o dimensionamento 3D.

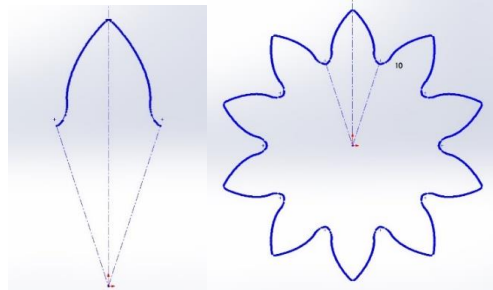


Figura 76: Perfil do dente e a geometria final da engrenagem (2D).

Obtida a engrenagem podemos então avaliar de forma preliminar o seu desempenho. Primeiramente temos de calcular o volume entre dentes e este é feito da seguinte forma:

$$A(\text{entre dentes}) = \frac{A(\text{circulo de diametro da cabeça do dente}) - A(\text{Face lateral da engrenagem})}{10}$$

Em que:

$$A(\text{circulo de diametro da cabeça do dente}) = \pi \left(\frac{36.7576}{2} \right)^2 = 1061,17 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Com recurso às capacidades de medição, avaliação e simulação, é possível saber com elevada precisão a área da face lateral da engrenagem. Assim, a partir do *software* foi possível obter o valor de 721,17 mm^2 e um perímetro de 169,11 mm .

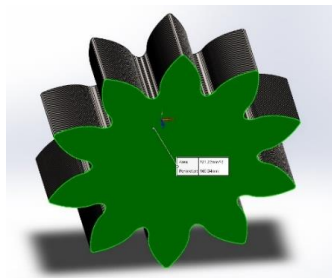


Figura 77: Cálculo da área da face lateral da engrenagem.

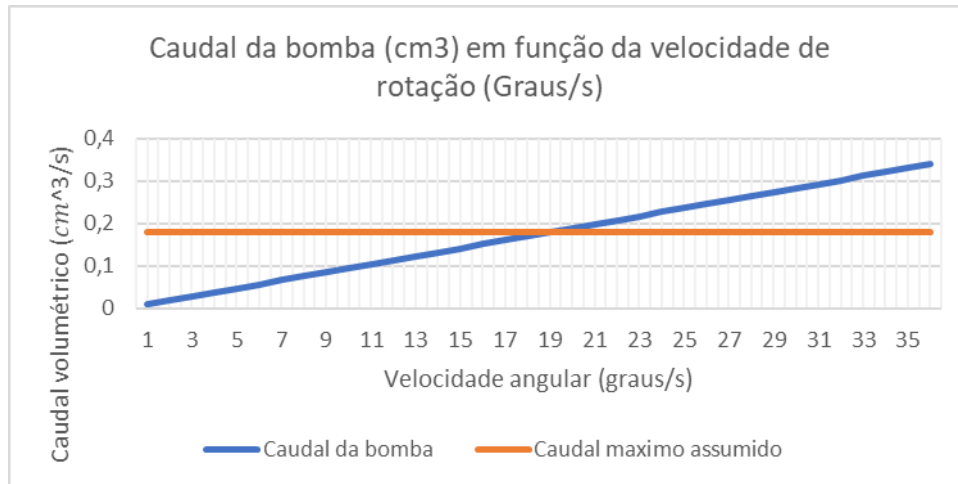
Assim, a área entre dentes é:

$$A(\text{entre dentes}) = \frac{1061.17 - 721.17}{10} = 34 \text{ mm}^2$$

Multiplicando a área entre dentes pela largura da engrenagem (b) de 10 mm, obtemos o volume transportado entre dentes de 340 mm^3 ou 0,34 cm^3 .

O caudal máximo definido para a bomba era de 0,18 cm^3/s . Assim, cada descarga de material compreendido entre dentes corresponde a 1,89 vezes a quantidade de material por segundo, o que envolve praticamente o dobro da capacidade cúbica necessária. Convém ter em conta que, extrudir um entre dentes a cada segundo corresponde a uma velocidade angular de 36 $^\circ/\text{s}$. Esta velocidade angular está bem

abaixo da velocidade angular máxima admitida, de 10 RPM ou 60 %/s. Se linearizarmos a sua característica obtemos o seguinte gráfico:



Como se poderá observar no gráfico anterior, o ponto de interseção das duas curvas corresponde à velocidade de rotação do rotor para que seja bombeado o caudal máximo desejado.

Constata-se que, para o caudal máximo, a bomba funcionará a uma velocidade angular de aproximadamente 19 %/s. Assim, podemos concluir que a bomba está a operar a uma velocidade muito inferior à velocidade máxima de segurança admitida de 60 %/s. Isto leva-nos a concluir que a capacidade cúbica da bomba é mais do que suficiente para satisfazer os objetivos requeridos ao sistema.

Caso se pretenda aumentar a capacidade cúbica da bomba e assim reduzir ainda mais a sua velocidade máxima de operação, podemos aumentar a largura da engrenagem de 10 mm para 15 ou até mesmo, 20 mm. O aumento desproporcional da largura dos rotores tem a vantagem de aumentar a capacidade cúbica da bomba. No entanto, como desvantagens, aumentamos o risco de cavitação, o binário é superior, o material preso na zona de engrenamento também é maior e por fim, as reações nos apoios dos rotores são igualmente superiores.

Dado que os 19 %/s é uma velocidade muito inferior à que foi inicialmente imposta e uma vez que o binário considerado inicialmente está sobredimensionado, posso concluir que o rotor aqui dimensionado, cumprirá com os objetivos de funcionamento.

Atualizando então os dados, para a condição máxima de funcionamento da bomba, esta terá de rodar a uma velocidade angular de 19 %/s, 0,332 rad/s ou então 3,2 RPM.

Convém ter em conta que todas as bombas têm um rendimento próprio sempre inferior a 100%. No nosso caso, o rendimento será definitivamente baixo dadas as folgas introduzidas propositadamente no sistema. Estas folgas são necessárias para eliminar forças de corte elevadas e para minimizar a probabilidade de ocorrer cavitação durante o seu funcionamento.

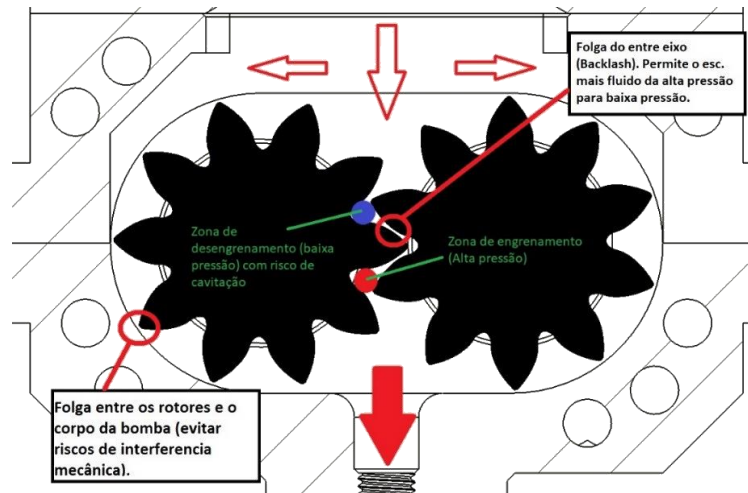


Figura 78: Desenho do corpo da bomba com os rotores a preto.

Como podemos ver do desenho anterior, existem duas folgas propositadamente introduzidas no sistema para aumentar a suavidade de funcionamento.

A primeira folga ($f=0,6$ mm) corresponde ao afastamento dos rotores, uns em relação aos outros (entre eixo). Esta folga é pretendida pois permite que o fluido preso na zona de engrenamento escoe com mais liberdade da zona de alta pressão para a de baixa pressão. Assim podemos minimizar o risco de cavitação. No entanto, isto resulta numa perda significativa do rendimento da bomba pois parte do fluido que se encontra na zona de alta pressão volta a escoar de novo para a zona de baixa pressão (entrada da bomba).

A segunda folga corresponde a uma folga entre o corpo da bomba e os rotores. Idealmente esta folga não deveria de existir para maximizar o transporte de fluido e minimizar as tensões de corte neste, os rotores deviam de operar o mais próximo possível da superfície do corpo da bomba. Dadas as elevadas temperaturas do sistema e consequentemente as dilatações e contrações do sistema, é necessário considerar uma folga para eliminar qualquer risco de interferência mecânica e portanto, desgaste mecânico excessivo e em casos extremos, risco de gripagem.

Convém referir que a segunda folga também existe entre as faces laterais do rotor e as bolachas que o sustentam.

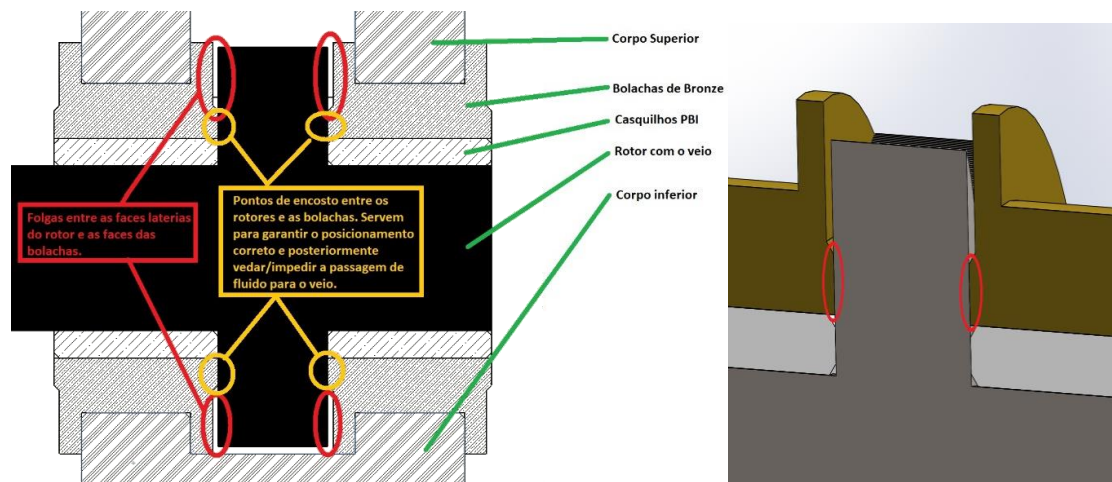


Figura 79: Secção transversal dos rotores no interior da bomba.

As folgas consideradas foram induzidas tendo em conta que a performance do sistema até ao momento está sobredimensionada. A existência de folgas no sistema significa que a bomba será menos eficaz no bombeamento do fluído, o que resulta num aumento da sua velocidade e potência. Uma vez que a velocidade para o débito máximo é muito inferior à velocidade máxima imposta, podemos concluir que esta terá de rodar com uma velocidade superior a 3,2 RPM para compensar as perdas volumétricas devido às folgas.

A questão do acréscimo da potência também não será problema visto que o binário inicialmente assumido está ridiculamente elevado para o sistema em questão. Por forma a ter uma perceção das potências inicialmente consideradas para este sistema, uma moto desportiva de 600 centímetros cúbicos é capaz de produzir de forma geral 50 a 60 Nm de binário na cambota. Este binário é o suficiente para impulsionar o veículo até uma velocidade máxima de 280 km/h. Se por ventura o binário produzido durante a bombagem superar os 50 Nm inicialmente considerados, o sistema será impossível de operar.

Assim terminamos o dimensionamento dos rotores da bomba.

2. Engrenagens transmissão:

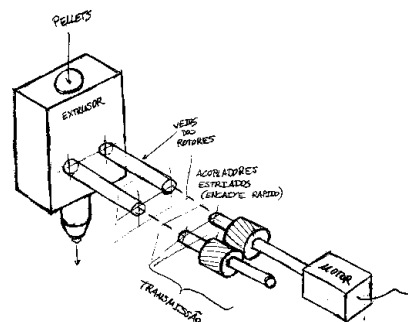


Figura 80: Esboço da transmissão de sincronização.

Tendo em conta o esquema anterior, a transmissão com uma relação 1:1, tem de ser capaz de transmitir um binário de 50 Nm. Além da potência que terá de transmitir, esta tem de respeitar o entre eixo de funcionamento dos rotores para alinhar os veios.

É possível admitir um ligeiro desvio no entre eixo se forem aplicados acopladores entre a transmissão e o extrusor com alguma flexibilidade. Porém, convém respeitar ao máximo o entre eixo de funcionamento dos rotores, de 31,3 mm.

A transmissão será obrigatoriamente projetada em torno do extrusor e não ao contrário.

Utilizando novamente a folha de cálculo *MITcalc*, podemos então projetar as engrenagens da transmissão.

Após várias tentativas com dentado reto, verificou-se que, para transmitir a potência imposta, as engrenagens tomavam proporções indesejáveis. Com larguras recomendadas a rondar os 40 e os 60 mm (dependendo do material usado), estas ficavam muito grandes quando comparadas com as dimensões gerais do sistema de extrusão. Outro problema é a sua massa.

Para desenhar as engrenagens mais compactas e leves temos obrigatoriamente utilizar dentado helicoidal. As vantagens de utilizar dentado helicoidal consistem em ter

engrenagens mais compactas e porventura mais leves, com razões de condução muito superiores, um funcionamento mais suave e também uma maior capacidade de carga.

Assim, obtemos:

Tabela 10: Dados *MITcalc* para engrenagens da transmissão.

Material (Default)	Aço estrutural T2 (683/7-70) (Rm=785 MPa) com dentes endurecidos
Nº de dentes (Z)	29
Módulo (m)	1 mm
Ângulo de pressão (α)	20 °
Ângulo da hélice (β)	20 °
Entre eixo (a)	30,8612 mm
Entre eixo de funcionamento (aw)	31,0073 mm
Entre eixo definido (e)	31,3 mm (idealmente imposto pelo extrusor)
Diâmetro da cabeça do dente (da)	33,1535 mm
Diâmetro primitivo (d)	30,8612 mm
Diâmetro de base (db)	28,7779 mm
Diâmetro da raiz do dente (df)	28,3612 mm
Correção do dentado (x)	0
Razão de condução ($\varepsilon\alpha$)	1,705
Razão de condução ($\varepsilon\beta$)	3,2661
Razão de condução total (ε)	4,9710
Escorregamento específico total (g)	4,8244
Largura (b)	30 mm
Coef. Segurança para a durabilidade superficial (SH)	1,11 – 1,43
Coef. Segurança para a durabilidade a flexão (SF)	1,32
Coef. Segurança ao contacto (SHst)	1,44
Coef. Segurança a flexão (SFst)	2,59
Probabilidade de falha (10000 horas)	22,98 %
Diâmetro mínimo recomendado para o veio (Dsmin)	21,1 mm
Diâmetro máximo para o veio (Dsmax)	26,4 mm
Carga nominal de contacto (σ_{H0})	919,41 MPa
Carga de contacto (σ_H)	1179,97 MPa
Limite de tensão – Pitting stress limit (σ_{HG})	1311,54 MPa
Carga superficial admissível (σ_{HP})	1008,87 MPa
Carga nominal na raiz do dente (σ_{F0})	211,37 MPa
Carga na raiz do dente (σ_F)	336,73 MPa
Limite de tensão na raiz do dente (σ_{FG})	443,17 MPa

Tensão de flexão admissível (σ_{FP})	276,98 MPa
Carga tangencial por unidade de largura do dente (wt)	103,15 N/mm
Eficiência do engrenamento (μ)	98,57 %
Momento de inércia da engrenagem (J)	2,0744E-05 kg.mm ²
Peso aproximado	0,175 kg

Assim concluímos o dimensionamento das engrenagens para a transmissão. Para confirmar se a engrenagem anteriormente dimensionada está definitivamente bem dimensionada foram utilizadas outras folhas de cálculo auxiliares, construídas no *software MathCAD*. Após uma comparação dos dados foi possível verificar que estes dados são semelhantes para os dois estudos (*MathCAD* e *MITcalc*), validando assim a engrenagem anteriormente dimensionada e projetada.

Os cálculos efetuados no *MathCAD* não estão incluídos neste relatório (nem em anexo). Apenas serão apresentados os cálculos efetuados no *MITcalc*. A informação completa estará disponível no “Anexo B – MITcalc engrenagens da transmissão”

Antes de avançar com o dimensionamento dos veios da transmissão temos de primeiramente de calcular as forças produzidas no engrenamento, para assim obter os seguintes resultados para a engrenagem anteriormente projetada e sujeita às condições de serviço definidas anteriormente (10 RPM e 50 Nm).

Assim, obtemos os seguintes dados que serão necessários já de seguida:

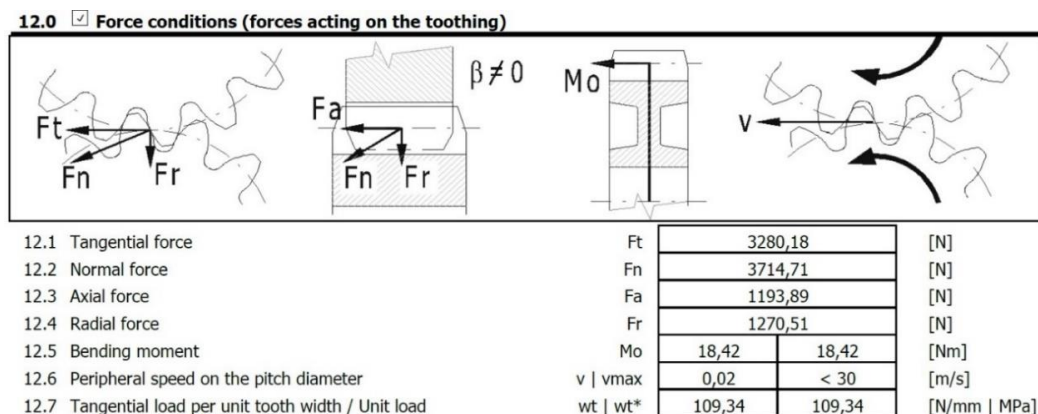


Figura 81: Forças de engrenamento das engrenagens da transmissão. (MITcalc 2018)

3. Veios:

Avancemos primeiramente com o dimensionamento dos veios que acionaram os rotores, onde serão acopladas paralelamente os veios com as engrenagens de transmissão de potência e sincronização. Desde já imponho duas condições para estes elementos estruturais:

- O veio do rotor é parte integrante do rotor. Ou seja, o rotor será composto pelo rotor e o veio, numa peça só (sólida). Esta abordagem é necessária devido às potências e às temperaturas envolvidas. Depois de uma análise criteriosa, foi possível verificar que nenhum método convencional de acoplamento mecânico (chavetas, parafusos ou estriados) é capaz de aguentar as condições de funcionamento do mecanismo.

- O veio onde é acoplada a engrenagem de transmissão e sincronização tem de ser independente do veio do rotor para minimizar a transferência de calor da bomba para a transmissão (barreira térmica). Além disso, a engrenagem da transmissão deverá de ser facilmente removível do veio para facilitar a substituição ou desmontagem destes elementos e para eliminar a transmissão de esforços axiais para os veios da transmissão. Assim, a utilização de chavetas ou estriados terá de ser considerada.

Teremos de dimensionar dois tipos de veios, nomeadamente: os veios dos rotores que no nosso caso serão apenas dimensionados a torção e os veios das engrenagens que terão de sustentar a torção desenvolvida pela transmissão de potência e também as forças produzidas pelo engrenamento.

Para dimensionar o veio foram utilizados alguns dos conhecimentos e ferramentas adquiridas ao longo do curso de Engenharia Mecânica nas disciplinas de mecânica 1 e 2, mecânica dos sólidos, mecânica das estruturas, introdução ao projeto e órgãos de máquinas.

Através da folha de calculo construída para a disciplina de introdução ao projeto, com vista a dimensionar os veios de uma prensa mecânica de dupla biela-manivela com curso variável, podemos facilmente dimensionar os veios que serão utilizados neste projeto, recorrendo a uma folha de cálculo construída pelo Professor António da Silva Guedes para a disciplina de Introdução ao Projeto para o dimensionamento de veios.

Recorrendo a lista de materiais disponíveis:

Tabela 11: Tabela de materiais. Dados fornecidos pelo Eng. António da Silva Gomes.

Tipos de Aços	DIN	UNE	AISI	% C	% Outros	Resistência a flexão alternada/pulsatória [N/mm²]		Resistência a torsão alternada/pulsatória [N/mm²]		Limite elástico [N/mm²]	Carga até a rotura [N/mm²]	Dureza Vickers mínima (endurecido até)
						σ_{bW}	σ_{bSch}	τ_{tW}	τ_{tSch}			
Aços de construção												
	St 42 - 2	Fe430 BFN	1020	0,25		220	360	150	180	250	420 - 500	115(450)
	St 50 - 2	Fe490-2FN	A570Gr.50	0,3		260	420	180	210	290	500 - 600	135(530)
	St 60 - 2	Fe590-2FN	A572Gr.65			300	470	210	230	330	600 - 720	165(720)
	St 70 - 2	Fe690-2FN	-			340	520	240	260	360	700 - 850	190
Aços ao carbono												
	C 22, Ck 22	F-1120	1020	0,22		280	490	190	250	290	500 - 650	150
	C 35, Ck 35	F-1130	1035	0,35		330	550	230	300	360	590 - 740	140(530)
	C 45, Ck 45	F-1140	1045	0,45		370	630	260	340	390	670 - 820	170(720)
Aços ligados de alta resistência												
	25CrMo4	F-1256	4130	0,25	1,2 Cr e 0,2 Mo	430	730	300	450	540	800 - 950	486(610)
Aços fundidos de baixa liga resistentes a abrasão												
	34Cr4	F-8221	5132	0,34	1,1 Cr	480	810	330	550	640	900 - 1100	229(670)
Aços de cementação												
	C 15, Ck 15	F-1511	1015	0,15	0,95 Cr	260	420	180	210	290	500 - 650	140(840)
	16MnCr5	F-1516	5115	0,16		390	670	270	430	590	800 - 1100	210(840)

Descrição	Material selecionado	Símbolo	Valor	Unidades
Momento flector	34Cr4	$M_f =$	0,00000	N.m
Momento torsor		$M_t =$	50000,00000	N.m
Resistência à flexão alternativa		$\sigma_{bW} =$	480	N/mm ²
Resistência à flexão pulsatória		$\sigma_{bSch} =$	810	N/mm ²
Resistência à torção alternativa		$\tau_{tW} =$	330	N/mm ²
Resistência à torção pulsatória		$\tau_{tSch} =$	550	N/mm ²
Factor de segurança para eixo à flexão (eixo não giratório: 4..5)		$S_1 =$	5	
Diâmetro mínimo do eixo à flexão (eixo não giratório)		$d_1 =$	0,00	mm
Factor de segurança para eixo à flexão (eixo giratório: 4..6)		$S_2 =$	6	
Diâmetro mínimo do eixo à flexão (eixo giratório)		$d_2 =$	0,00	mm
Factor de segurança para veio com momento flector desconhecido (12..14)		$S_3 =$	14	
Diâmetro do veio como momento flector desconhecido:		$d_3 =$	18,65	mm
Factor de segurança para veio à torção pura (4..5)		$S_4 =$	5	
Diâmetro do veio à torção pura		$d_4 =$	13,23	mm
Factor de segurança para veio sujeito à flexão e torção (4..5)		$S_5 =$	5	
Factor a ($a \approx 1.2 \tau$ pulsatória/ σ alternativa; $a \approx 1.7 \tau$ alternativa/ σ alternativa)		$a =$	1,2	
Momento flector equivalente		$M_e =$	30000,0	N.m
Diâmetro do veio sujeito à flexão e torção (4..5)		$d_5 =$	14,71	mm

Figura 82: Folha de cálculo Excel para dimensionamento preliminar de veios.

Para o cálculo e o dimensionamento do veio do rotor foi escolhido o melhor material da lista de materiais disponíveis na folha de cálculo, nomeadamente o aço “34Cr4”. Com os coeficientes mais exigentes, foi possível chegar ao diâmetro de 14,71 mm, arredondado automaticamente para 15 mm.

A temperatura de funcionamento é tida em conta no dimensionamento do veio a fadiga. Assim, se numa fase mais avançada do projeto for necessário aumentar o diâmetro do veio, é possível descartar os casquilhos poliméricos de PBI e aumentar o diâmetro do veio para um máximo de 20 mm de diâmetro.

Recorrendo à folha de cálculo de procedimento para projetar veios a fadiga, foi possível verificar o seu comportamento quando sujeito a cargas de flexão, torção e tração (Gonzálvez, et al. 2003).

Para executar os cálculos temos de considerar algumas características que influenciam o seu desempenho a fadiga. Tais considerações são:

Tabela 12: Dados de dimensionamento do veio do rotor a fadiga.

Acabamento do veio	Retificado
Tamanho (diâmetro do veio)	15 mm
Tipo de solicitação	Pulsante/alternada
Carga	Torção pura
Temperatura de serviço	500 °C
Fiabilidade (confiança)	0,9

Coef. Sensibilidade ao entalhe à flexão (q_b)	0
Coef. Sensibilidade ao entalhe à torsão (q_s)	0,853
Coef. Sensibilidade ao entalhe à tração (q_a)	0
Fator teórico de concentração de tensões à flexão (K_{tb})	0
Fator teórico de concentração de tensões à torsão (K_{ts})	1,5
Fator teórico de concentração de tensões à tração (K_{ta})	0

Verifica-se, através da tabela anterior que, o veio está a ser analisado somente á torção. Temos de ter em conta que os veios do rotor também irão trabalhar a flexão, embora dada a inexistência de dados suficientes nesta fase do projeto, seja justificável o dimensionado somente a torção.

Uma vez definidos os dados necessários para o dimensionamento do veio a fadiga, podemos avançar com o cálculo.

Aqui apenas farei referência ao coeficiente de segurança final que resultou após o dimensionamento do veio a fadiga. A totalidade da informação calculada e obtida encontra-se no documento “Anexo C – Dimensionamento a fadiga do veio do rotor”.

O resultado obtido para o coeficiente de segurança é de 10,34. Assim podemos concluir que o veio está bem dimensionado para as condições de funcionamento do extrusor. O diâmetro do veio do rotor é então de 15 mm.

Cumprе notar que a análise anteriormente efetuada foi realizada com recurso a materiais de excelente qualidade e em condições exigentes, para que o sistema fique o mais robusto e ao mesmo tempo o mais leve possível.

Qualquer tentativa de construir estes elementos com materiais mais fracos resultará certamente no decréscimo do coeficiente de segurança e provavelmente na sua falha prematura.

Os materiais efetivamente aplicados na construção futura do extrusor terão de respeitar ao máximo o conhecimento desenvolvido neste relatório e caso seja pretendida a utilização de outros materiais inferiores aos aqui considerados, os cálculos terão de ser refeitos por forma a validar a sua performance.

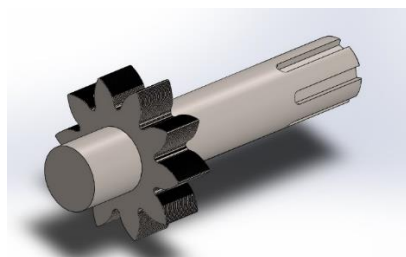


Figura 83: Rotor completo com o veio estriado.

Segue-se então o dimensionamento dos veios da transmissão. Estes além de estarem sujeitos a torção, também estarão sujeitos a flexão. Apesar do comprimento muito curto não permitir grandes deformações devido a esforços de flexão, esta será considerada.

Da figura 81 obtemos as forças que serão produzidas no engrenamento. Assim, teremos de dimensionar o veio, tendo em conta os valores da figura.

Outro aspeto importante de engrenagens com dentado helicoidal é que estas produzem esforços axiais, o que significa que, os apoios não só terão de aguentar os esforços radiais normalmente produzidos como também terão de suportar as forças axiais devido ao ângulo da hélice do dentado.

Normalmente o dentado helicoidal recorre a um ângulo de 30 graus. Porém, na tentativa de minimizar os esforços axiais o ângulo adotado foi de 20 graus.

Para a engrenagem projetada, a força axial foi de 1193,89 N. No entanto, se o ângulo da hélice fosse de 30 graus, a força axial passaria a ser de 1557,96 N, o que significa um aumento da força axial de aproximadamente 30%.

Minimizar ao máximo as forças axiais é da maior importância, visto que, a existência de forças axiais aumenta consideravelmente a complexidade do dimensionamento da caixa e os apoios da transmissão, o que consequentemente resulta num acréscimo da sua complexidade mecânica e da massa associada ao sistema.

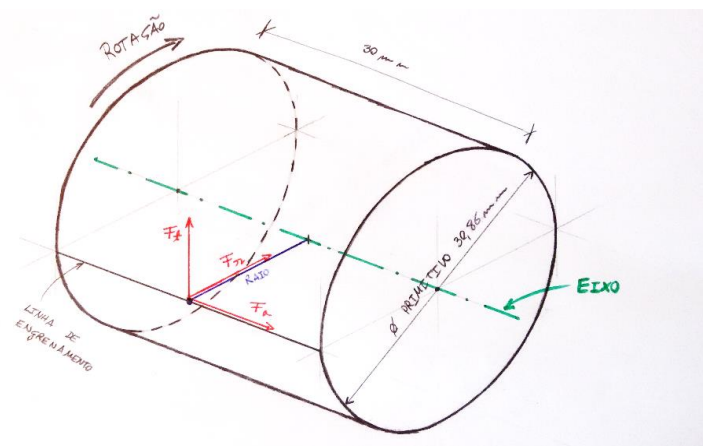


Figura 84: Esquema das forças produzidas pelo engrenamento.

Como podemos constatar na imagem anterior, existem duas forças responsáveis pela flexão do veio, radial (F_r) e axial (F_a). A terceira força tangencial (F_t) é a força responsável pela torção do veio que corresponde ao binário pretendido de 50 Nm.

Assim, se considerarmos a direção do eixo z segundo a direção da força axial (F_a), eixo x segundo (F_r) e o eixo y segundo (F_t) obtemos a seguinte força resultante:

$$F_{total} = \begin{pmatrix} F_r \\ F_t \\ F_a \end{pmatrix} N$$

$$(\Rightarrow) F_{total} = \begin{pmatrix} 1270,51 \\ 3280,18 \\ 1193,89 \end{pmatrix} N$$

$$(\Rightarrow) F_{resultante} = 3714,72 N$$

Como podemos ver, a força axial produzida no engrenamento corresponde à concentração num ponto da carga distribuída produzida ao longo da zona de engrenamento. Esta força, teoricamente cria um momento fletor (M_a) no veio. Para efeitos de cálculo e dimensionamento, este momento será considerado, ainda que, uma vez que a engrenagem será independente do veio, grande parte desta força será diretamente transmitida axialmente (ao longo do eixo Z) para os apoios dos veios e das engrenagens.

Considerar este momento no dimensionamento do veio só lhe confere uma maior robustez e credibilidade, por isso mesmo, será considerado.

Para o dimensionamento do veio motor (o mais solicitado), sabemos que o motor terá de transmitir um binário que na transmissão será dividido e distribuído de igual forma para os dois veios do extrusor. Assim sendo, os 50 Nm por veio, anteriormente considerados no projeto dos veios dos rotores, corresponde na verdade a metade do binário total do sistema. Em bom rigor, considerar o binário de 50 Nm por veio é uma forma segura de garantir que, na zona mais crítica (zona quente) os veios não vão ceder.

Temos duas formas de prosseguir com o dimensionamento dos veios da transmissão. A primeira consiste em seguir a metodologia seguida inicialmente e considerar que cada veio irá efetivamente transmitir um binário de 50 Nm, o que totaliza um binário motor de 100 Nm. A outra forma é considerar que o sistema receberá um binário motor total de 50 Nm, o que na transmissão distribuída de forma igual o binário motor para os dois veios, ou seja, 25 Nm por veio.

Para seguir a mesma linha dos veios dos rotores, irei considerar um binário motor de 100 Nm, ou seja, 50 Nm por veio. O binário de propulsão de 100 Nm é claramente desproporcional para o caso em questão, mas tendo em conta que os veios dos rotores já foram pensados e projetados para aguentarem estes valores, a transmissão não poderá de forma alguma não corresponder com as exigências e características do extrusor. Tal como foi referido anteriormente, a transmissão terá de ser projetada em torno do extrusor e não contrário.

O facto de a transmissão ser projetada para binários tão elevados só acrescenta credibilidade e segurança ao sistema, pese embora, escolher um motor elétrico compacto e leve que garanta estes valores de binário será, sem dúvida, um grande desafio. A utilização de caixas redutoras para aumentar a capacidade do motor será a solução ideal (por exemplo, redutores planetários, harmónicos ou redutores de engrenagem e parafuso sem fim). Convém referir que, no limite, o motor não deverá de superar o binário para o qual o sistema foi projetado. Por isso, caso seja aplicado um motor que entregue um binário inferior ao máximo permitido, é um problema conveniente para evitar a sobrecarga do sistema.

Apesar da transmissão ter dois veios, o veio principal ou o veio “crítico” que requer especial atenção no seu dimensionamento é o veio A (motor), pois este é o mais solicitado. O veio B rodará solidariamente e apenas transmitirá a potência fornecida pelo veio A. Se o dimensionamento do veio A for desenvolvido corretamente, o veio B, semelhante ao veio A, mas menos solicitado, não representará de igual modo qualquer problema.

O veio motor da transmissão pode ser dividido em duas secções: a primeira secção compreendida entre o ponto A e o ponto C no centro do veio e a segunda secção entre o ponto C central e o ponto B.

Na primeira secção (saída da transmissão), o momento torsor corresponde a 50 Nm enquanto que a segunda secção (entrada da transmissão), tem um momento torsor de 100 Nm, ou seja:

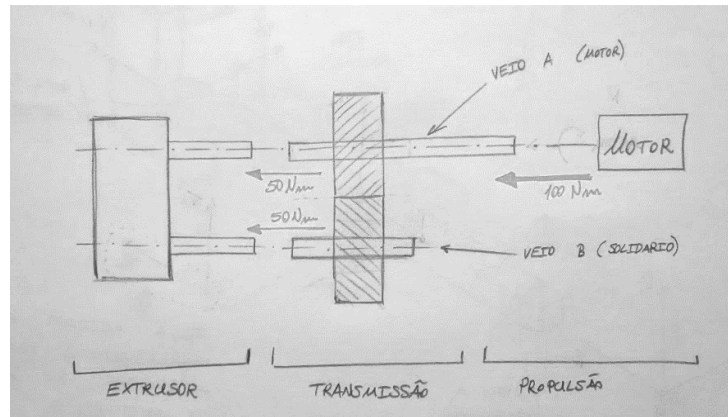


Figura 85: Esquema da distribuição de potência desde a entrada no motor até a saída para os veios dos rotores.

Considerando que, idealmente, os rolamentos de apoio que sustentam os veios e as engrenagens estão colocados o mais próximo possível das faces laterais das engrenagens, obtemos o comprimento do veio da transmissão que corresponde à largura das engrenagens acopladas.

No nosso caso, as engrenagens projetadas têm uma largura de 30 mm. Assim sendo, a secção de veio compreendida entre os seus dois apoios (transmissão) corresponde à secção crítica do veio. Desta forma obtemos o seguinte diagrama de esforços representativo do veio motor.

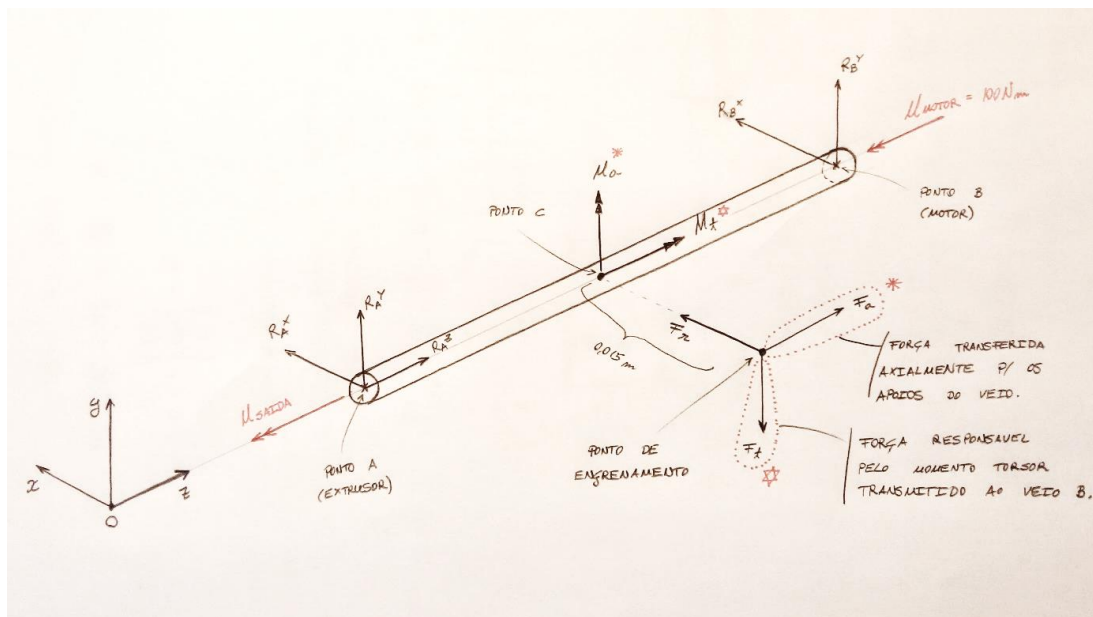


Figura 86: Esquema do diagrama de esforços do veio da transmissão (motor).

Recorrendo aos conhecimentos de estática podemos facilmente calcular todas as reações e binários representados na figura anterior.

$$\sum F = 0 \text{ e } \sum M = 0$$

Assim, resulta:

$$\gg \sum F = 0 (=) R_a + F_r + F_t + F_a + R_b = 0 (=) \begin{pmatrix} R_{ax} \\ R_{ay} \\ R_{az} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_r \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ F_t \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ F_a \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_{bx} \\ R_{by} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} R_{ax} + R_{bx} + F_r = 0 \\ R_{ay} + R_{by} + F_t = 0 \\ R_{az} + F_a = 0 \end{cases} (\Rightarrow) \begin{cases} R_{ax} + R_{bx} + 1270,15 = 0 \\ R_{ay} + R_{by} - 3280,18 = 0 \\ R_{az} + 1193,89 = 0 \end{cases} (\Rightarrow) \begin{cases} R_{ax} + R_{bx} = -1270,15 \\ R_{ay} + R_{by} = 3280,18 \\ R_{az} = -1193,89 \text{ N} \end{cases} \quad (4 \text{ incognitas para 2 eq.})$$

$$\gg \sum M(\text{ponto A}) = 0 (\Rightarrow) M_{saida} + M_{motor} + M_t + M_a + AC * F_r + AC * F_t + AB * R_b = 0$$

$$(\Rightarrow) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ M_a \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} F_r \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} -F_t \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} R_{bx} \\ R_{by} \end{pmatrix} = 0$$

$$(\Rightarrow) \begin{pmatrix} 0 \\ M_a \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0,015 * F_r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0,015 * F_t \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -0,03 * R_{by} \\ 0,03 * R_{bx} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} -0,03 * R_{by} + 49,2 = 0 \\ 0,03 * R_{bx} + 17,91 + 19,01 = 0 \\ M_{saida} + 50 = 0 \end{cases} (\Rightarrow) \begin{cases} R_{by} = 1640 \text{ N} \\ R_{bx} = -1232,33 \text{ N} \\ M_{saida} = -50 \text{ Nm} \end{cases} \quad (6 \text{ incognitas para 6 eq.})$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} R_{ax} + R_{bx} = -1270,15 \\ R_{ay} + R_{by} = -3280,18 \end{cases} (\Rightarrow) \begin{cases} R_{ax} = -38,18 \\ R_{ay} = 1640 \end{cases}$$

Obtemos as reações nos apoios:

$$R_a = \begin{Bmatrix} -38,18 \\ 1640 \\ -1193,89 \end{Bmatrix} [N]; R_b = \begin{Bmatrix} -1232,33 \\ 1640 \\ 0 \end{Bmatrix} [N]; M_{saida} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -50 \end{Bmatrix} [Nm]$$

Recorrendo ao *software* MDsolids, podemos rapidamente obter os respetivos diagramas de esforço transversal e o diagrama do momento fletor.

Considerando a figura anterior e os dados adquiridos manualmente, obtemos os seguintes diagramas de esforços normais, transversos e momentos fletores:

- Segundo o plano X/Z

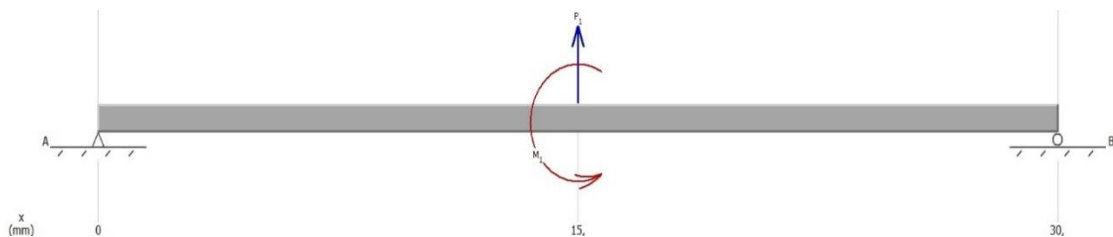


Figura 87: Diagrama de cargas segundo X/Z. (MDsolids 2018)

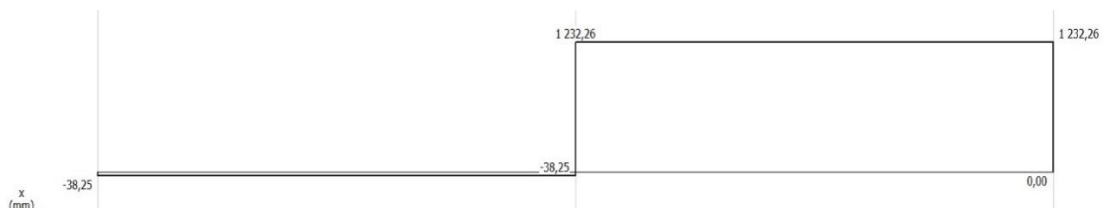


Figura 88: Diagrama de esforços transversos segundo X/Z. (MDsolids 2018)

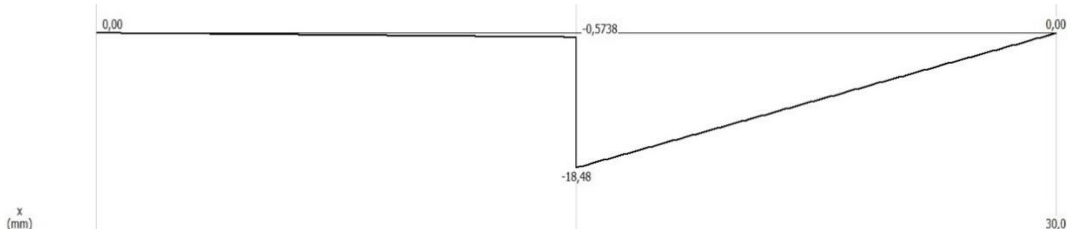


Figura 89: Diagrama de momentos fletores. (MDsolids 2018)

A figura 87 corresponde à representação 2D do esquema 3D da figura 86, segundo o plano XZ. Podemos ver duas cargas, (P1) e (M1), respetivamente força radial (Fr) e momento (Ma).

- Segundo o plano Y/Z.

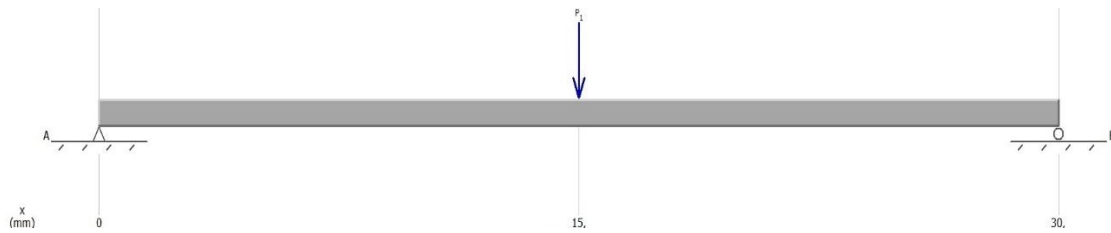


Figura 90: Diagrama de cargas segundo Y/Z. (MDsolids 2018)

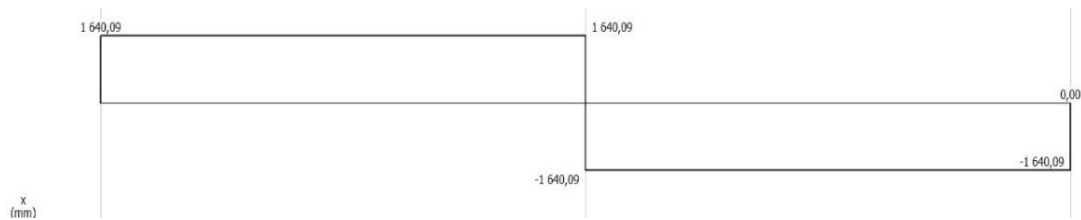


Figura 91: Diagrama de esforços transversos segundo Y/Z. (MDsolids 2018)

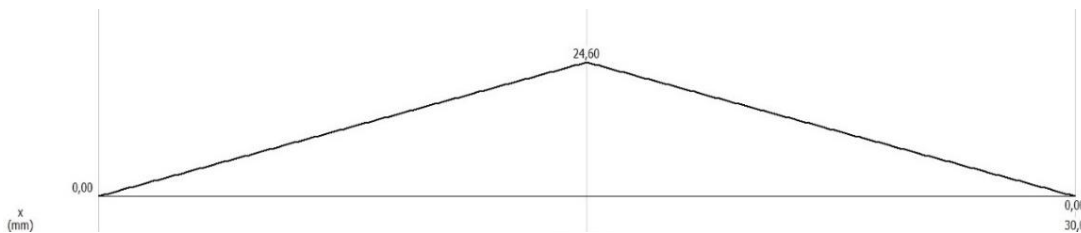


Figura 92: Diagrama de momentos fletores segundo Y/Z. (MDsolids 2018)

A carga representada na figura 90 (P1) corresponde à força tangencial (Ft).

Determinados os diagramas de esforços nos dois planos, podemos combinar os esforços e assim obter as forças e os binários resultantes.

Outro aspeto importante retirado da informação anteriormente apresentada é que a secção crítica do veio corresponde à secção transversal no ponto C do veio A motor. Concluimos também que a seção mais solicitada do veio é a parte compreendida entre o ponto C e o ponto B (entrada da transmissão).

Obtemos então as seguintes forças e binários no ponto C (crítico):

$$F_c = \begin{Bmatrix} 1232,26 \\ 1640,09 \\ -1193,89 \end{Bmatrix} [N]; \quad M_c = \begin{Bmatrix} -18,48 \\ 24,6 \\ -50 \end{Bmatrix} [Nm]$$

$$F_c = 2373,53 \text{ N}; \quad M_c = 58,71 \text{ Nm}$$

Assim, recorrendo novamente à folha de cálculo para o dimensionamento de veios, com um binário máximo transmitido no veio 100 Nm, obtemos os seguintes dados:

Material selecionado 34Cr4			
Descrição	Símbolo	Valor	Unidades
Momento flector	$M_f = 58710,00000$	58,71	N.m
Momento torsor	$M_t = 100000,00000$	100	N.m
Resistência à flexão alternativa	$\sigma_{\text{alt}} = 480$	480	N/mm ²
Resistência à flexão pulsatória	$\sigma_{\text{pSch}} = 810$	810	N/mm ²
Resistência à torção alternativa	$\tau_{\text{alt}} = 330$	330	N/mm ²
Resistência à torção pulsatória	$\tau_{\text{pSch}} = 550$	550	N/mm ²
Factor de segurança para eixo à flexão (eixo não giratório: 4..5)	$S_1 = 5$	5	
Diâmetro mínimo do eixo à flexão (eixo não giratório)	$d_1 = 15,45$	15	mm
Factor de segurança para eixo à flexão (eixo giratório: 4..6)	$S_2 = 6$	6	
Diâmetro mínimo do eixo à flexão (eixo giratório)	$d_2 = 19,55$	20	mm
Factor de segurança para veio com momento flector desconhecido (12..14)	$S_3 = 14$	14	
Diâmetro do veio como momento flector desconhecido:	$d_3 = 23,49$	23	mm
Factor de segurança para veio à torção pura (4..5)	$S_4 = 5$	5	
Diâmetro do veio à torção pura	$d_4 = 16,67$	17	mm
Factor de segurança para veio sujeito à flexão e torção (4..5)	$S_5 = 5$	5	
Factor a ($a \approx 1.2 \tau$ pulsatória/ σ alternativa; $a \approx 1.7 \tau$ alternativa/ σ alternativa)	$a = 1,2$	1,2	
Momento flector equivalente	$M_v = 83945,6$	84	N.m
Diâmetro do veio sujeito à flexão e torção (4..5)	$d_5 = 20,73$	21	mm

Figura 93: Folha de cálculo Excel para dimensionamento preliminar de veios.

Para o veio da transmissão e com um diâmetro recomendado de 21 mm, segue-se o dimensionamento a fadiga.

Tabela 13: Dados de dimensionamento do veio do rotor a fadiga.

Acabamento do veio	Retificado
Tamanho (diâmetro do veio)	21 mm
Tipo de solicitação	Pulsante/alternada
Carga	Torção e flexão combinada
Temperatura de serviço	50 °C
Fiabilidade (confiança)	0,9
Coef. Sensibilidade ao entalhe à flexão (qb)	0,825
Coef. Sensibilidade ao entalhe à torsão (qs)	0,853
Coef. Sensibilidade ao entalhe à tração (qa)	0
Fator teórico de concentração de tensões à flexão (Ktb)	1,85
Fator teórico de concentração de tensões à torsão (Kts)	1,5
Fator teórico de concentração de tensões à tração (Kta)	0

A informação completa encontra-se no “Anexo D – Dimensionamento a fadiga do veio da transmissão”.

Assim, para as condições de serviço indicadas e para um veio com um diâmetro de 21 mm, o coeficiente de segurança é de 5,21.

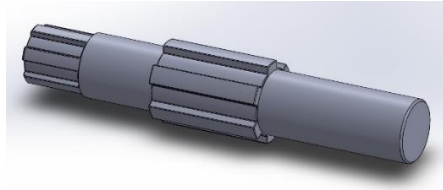


Figura 94: Veio A motor.

Assim concluímos o dimensionamento dos veios que compõem o sistema de extrusão, nomeadamente os veios dos rotores e os veios da transmissão.

Convém referir que os veios da transmissão terão de ter algum tipo de acoplamento mecânico de forma a alojar as engrenagens corretamente. Por sua vez, o método de acoplamento terá de ser capaz de transmitir o binário de 50 Nm. Existem duas formas de garantir o acoplamento das engrenagens aos veios da transmissão:

- ➔ Chavetas
- ➔ Estriados

As chavetas não são tao “fortes” como os veios estriados, mas ainda assim, convém ter em conta que se uma chaveta não for capaz de aguentar os esforços, é sempre possível acrescentar mais uma chaveta. Porém, a abordagem de múltiplas chavetas requer muita cautela pois garantir o posicionamento perfeito das chavetas em relação à engrenagem é um desafio incontornável durante o processo de maquinagem.

A utilização de veios estriados é uma solução mais robusta. Contudo, a utilização de chavetas é mais indicada devido à sua simplicidade de dimensionamento e fabrico, quando comparadas com os veios estriados.

Vamos proceder primeiramente ao dimensionamento das chavetas. Caso não seja possível implementar uma solução baseada em chavetas, seremos obrigados a utilizar veios estriados.

Assim, seguirei o procedimento para a verificação de uma chaveta. (Regele 2011)

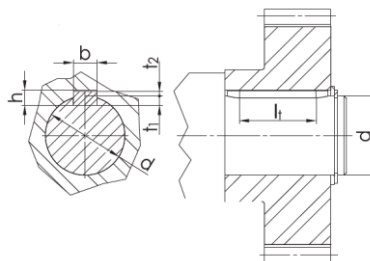


Figura 95: Esquema do acoplamento mecânico com chaveta.

Legenda:

- L_t comprimento útil da chaveta
- i numero de chavetas

- k fator de carga
- t_2 altura do escatel (chaveta) no cubo
- p_0 pressão admissível no flanco
- b_0 fator de tensão

Dados iniciais:

1. Calcular o momento torsor M na seção de montagem da chaveta (50 Nm).
2. Calcular o diâmetro do veio na seção de enchavetamento (21 a 28 mm).
3. Escolher o tipo de chaveta (forma baixa ou alta) e tipo de extremidades (redonda ou plana).
4. Escolher o comprimento normalizado da chaveta (DIN 6885 – 1). O comprimento da chaveta deve de ser inferior a $1,3 \cdot d$. Caso seja superior, poderão ser montadas duas chavetas.
5. Selecionar o número de chavetas a montar. O fator de carga k é igual a 1 para $i=1$ ou 0,75 para $i=2$. Isto deve-se à degradação do comportamento da união enchavetada quando se passa de 1 para 2 chavetas, devido à dificuldade de garantir por maquinagem uma distribuição de carga eficaz pelas 2 chavetas.
6. Determinar o fator de tensão b_0 em função do tipo de operação.

SOLICITAÇÃO	FATOR DE TENSÃO b_0
Sem reversão, uniforme	0,8
Sem reversão, choques ligeiros	0,7
Sem reversão, choques fortes	0,6
Com reversão, choques ligeiros	0,45
Com reversão, choques fortes	0,25

7. Selecionar a pressão de referência p_0 em função do material do cubo.

Valor de referência para a pressão no flanco $p_0 [N/mm^2]$ para o material do cubo								
Aço, aço vazado	Aço, aço e endurecido	Ferro fundido	Ferro fundido maleável	Bronze, latão	AlCuMg, endurecido	AlMg, AlMn, AlMgS endurecido	AlSi, AlSiMg, liga vazada	
150	200	90	110	50	100	90	70	

8. Calcular a força tangencial instalada na chaveta:

$$F_u = \frac{2 \cdot M}{d}$$

9. Calcular a pressão admissível:

$$p_{zul} = b_0 \cdot p_0$$

10. Verificar se a tensão instalada é aceitável ou não:

$$p = \frac{F_{1u}}{t_2 \cdot l_1 \cdot i \cdot k} \leq p_{zul}$$

11. Caso não seja aceitável, voltar ao passo 3.

Tendo em conta a informação anterior, podemos recorrer à folha de cálculo construída para o dimensionamento de chavetas.

Verificação da chaveta			
Binário de torsão:	$M =$	50	Nm
Diâmetro do veio: $(d = 6 - 500\text{mm})$	$d =$	21	mm
Tipo de chaveta		Forma alta	
Forma da extremidade		redonda	Forma A
Comprimento:	$l =$	28	
Altura de apoio:	$t_1 =$	2,5	mm
Comprimento de apoio:	$l_1 =$	22	mm
Condição a verificar (segundo DIN 6892):	$l_1 \leq 1,3 \cdot d =$	27,3	mm
Número de chavetas:		1	
Factor de carga:	$k =$	1	
Tipo de operação:		Com reversão, choques ligeiro	
Factor de tensão:	$b_0 =$	0,45	
Material para o cubo:		Aço, aço vazado, aço endureci	
Valores de referência para a pressão admissível no flanco do cubo	$p_0 =$	200	N/mm ²
Força tangencial:	$F_u =$	4761,9048	N
Pressão no flanco do escatel:	$p =$	86,580087	N/mm ²
Pressão admissível na superfície	$p_{zul} =$	90	N/mm ²
Segurança:	$S =$	1,0395	Chaveta OK
Designação da chaveta	Chaveta	DIN 6885 - A - 6 x 6 x 28	

Figura 96: Resultados da folha de cálculo para uma chaveta.

Verificação da chaveta			
Binário de torsão:	$M =$	50	Nm
Diâmetro do veio: $(d = 6 - 500\text{mm})$	$d =$	21	mm
Tipo de chaveta		Forma alta	
Forma da extremidade		redonda	Forma A
Comprimento:	$l =$	28	
Altura de apoio:	$t_1 =$	2,5	mm
Comprimento de apoio:	$l_1 =$	22	mm
Condição a verificar (segundo DIN 6892):	$l_1 \leq 1,3 \cdot d =$	27,3	mm
Número de chavetas:		2	
Factor de carga:	$k =$	0,75	
Tipo de operação:		Com reversão, choques ligeiro	
Factor de tensão:	$b_0 =$	0,45	
Material para o cubo:		Aço, aço vazado, aço endureci	
Valores de referência para a pressão admissível no flanco do cubo	$p_0 =$	200	N/mm ²
Força tangencial:	$F_u =$	4761,9048	N
Pressão no flanco do escatel:	$p =$	57,720058	N/mm ²
Pressão admissível na superfície	$p_{zul} =$	90	N/mm ²
Segurança:	$S =$	1,55925	Chaveta OK
Designação da chaveta	Chaveta	DIN 6885 - A - 6 x 6 x 28	

Figura 97: Resultados da folha de cálculo para duas chavetas.

Como podemos ver, a utilização de acoplamento mecânico enchavetado é possível. Recomenda-se a utilização de duas chavetas por segurança, visto que, os coeficientes de segurança não são de todo os mais satisfatórios. Quer para uma chaveta como para duas chavetas, os coeficientes rondam o valor de 1.

Na minha opinião, após a análise dos dados obtidos as chavetas não são a solução mais apropriada, mesmo com duas chavetas. Além disso, a introdução de sistemas de enchavetamento nos veios representa sérios problemas na resistência à fadiga, quer para o veio quer para a engrenagem. Assim a solução alternativa consiste em usar veios com estrias.

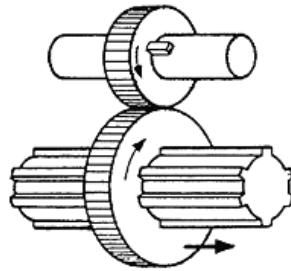


Figura 98: Exemplo esquemático de veios com chavetas e com estrias.

4. Apoios da transmissão.

Uma vez que já temos todos os dados necessários para o dimensionamento completo da transmissão, podemos então seleccionar os rolamentos que irão suportar os veios e as engrenagens da transmissão.

Os rolamentos escolhidos serão novamente do fabricante *SKF*. A escolha deste fabricante deve-se por e simplesmente ao facto de ser um dos melhores, se não o melhor e pela grande variedade de produtos e informações disponibilizadas na sua plataforma *online*.

Como já foi indicado anteriormente:

$$F_c = \begin{Bmatrix} 1232,26 \\ 1640,09 \\ -1193,89 \end{Bmatrix} [N]$$

Assim, sabemos que a força radial é:

$$F_{radial} = 2051,43 \text{ N}$$

Força axial:

$$F_{axial} = 1193,89 \text{ N}$$

Dada a existência de força axial (dentado helicoidal), é necessário recorrer a rolamentos de apoio ou de contacto angular. A utilização de rolamentos convencionais não é indicada pois a presença de esforços axiais consideráveis em rolamentos normais leva ao desgaste excessivo e, em casos críticos, à sua destruição prematura.

Existem dois tipos de rolamentos de contacto angular, nomeadamente: rolamentos de esferas e rolamentos de rolos. Dentro da categoria dos rolamentos de contacto angular de esferas temos múltiplas configurações possíveis. Rolamentos com uma ou mais carreiras de esferas, tipo de blindagem, com ou sem gaiola e com ou sem *input* de lubrificação.

Os rolamentos de rolos aguentam esforços muito superiores em comparação com os rolamentos de esferas. Porém, dado que os esforços envolvidos não são elevados, os rolamentos de esferas são, à primeira vista, mais do que suficientes para a aplicação desejada.

O diâmetro mínimo dos veios da transmissão é de 21 mm. Por sua vez, temos de seleccionar um rolamento que respeite o diâmetro do veio e que seja capaz de aguentar as cargas.

Tendo em conta as seguintes condições:

- ➔ Diâmetro do veio 21 mm.
- ➔ Diâmetro de raiz da engrenagem 28,36 mm.
- ➔ Distância entre eixo de 31,3 mm.

Após uma longa pesquisa do catálogo da *SKF* chegamos à conclusão que não existem rolamentos de contacto angular com um diâmetro do furo de 20 mm e um diâmetro exterior que não exceda o entre eixo da transmissão, ou seja, de aproximadamente 30 mm.

Isto revela-se sem dúvida o maior obstáculo encontrado ao longo deste trabalho. Colocar dois rolamentos alinhados e respeitar o entre eixo calculado no início do dimensionamento afigura-se impossível. Isto significa que teríamos de voltar ao início e refazer completamente o dimensionamento da bomba, alterando o entre eixo do mecanismo e tudo o resto. Isto deve-se ao facto de a transmissão ser desenvolvida em torno do extrusor e não ao contrário.

Dada a fase avançada do projeto, vemos apenas três alternativas para resolver esta situação.

A primeira consiste em utilizar rolamentos radiais de esferas. No entanto, como é sabido, estes não são utilizados para aplicações que envolvam forças axiais elevadas. Estes possuem alguma capacidade de carga axial, mas não são de toda a solução mais recomendada. Uma forma simples de aumentar a capacidade de carga deste tipo de rolamentos, consiste em montar estes elementos em *Tandem*, ou seja, múltiplos rolamentos por apoio.

A segunda alternativa consiste em utilizar rolamentos de rolos, tendo em conta que estes permitem cargas axiais elevadas. Porém, são rolamentos maiores e mais pesados, o que acarreta um maior atrito.

A terceira e última opção consiste em combinar rolamentos radiais com rolamentos axiais. Esta solução é provavelmente a mais complexa, mas ao mesmo tempo a mais correta para a resolução do problema que se apresenta.

Assim, a melhor opção consiste na utilização de rolamentos normais de rolos que respeitem as dimensões e também as cargas aplicadas.

Após uma nova pesquisa do catálogo da *SKF*, constata-se novamente que por e simplesmente não existe um único rolamento de rolos que respeite o diâmetro interior de 20 mm e o diâmetro exterior máximo de 30 mm. O rolamento de contacto axial com um furo de 20 mm tem um diâmetro mínimo exterior de 35 mm.

Perante esta situação crítica, não restam alternativas senão a utilização de pelo menos dois rolamentos radiais de esferas (1ª solução) que não é de todo o mais indicado para a situação em questão. Sem outra solução à vista, a decisão recaiu assim na

utilização de um rolamento de esferas que respeite as dimensões e que se apresente como o mais robusto em relação a capacidade de carga.

Para absorver parte das cargas axiais, os rolamentos de esferas terão obrigatoriamente de ser complementados por múltiplos rolamentos (trabalho de equipa), com uma montagem Tandem.

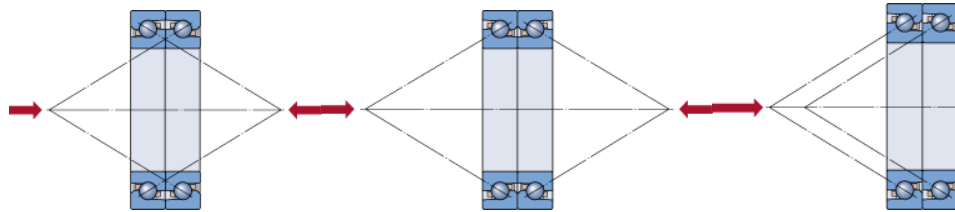


Figura 99: Tipos de montagem de múltiplos rolamentos (Costas com costas, frente com frente e tandem). (SKF 2018)

Recorrendo novamente ao motor de busca da SKF (<http://www.skf.com/pt/products/index.html>) e posteriormente à calculadora para dimensionamento de rolamentos do mesmo (<http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>), cheguei às seguintes soluções:

Dimension filters

Bore diameter:

≤ d ≤

Exact :

d = 20

Outside diameter:

≤ D ≤

30

Exact :

D =

Width:

≤ B ≤

Exact :

B =

Filter criteria

Bore diameter = 20 AND (Outside diameter ≤ 30)

SKF Explorer

► Popular item

Principal dimensions				Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Designations	
d	D	B	C	dynamic	static	P _U	Reference speed	Limiting speed	Bearing	Snap ring
				C	C ₀					
mm				kN		kN	r/min			
▲	◆	◆	◆	◆		◆		◆	◆	◆
20	25	4		0.572	0.365	0.016	53000	26000	WBB1-8714-2ZS	
20	27	4		0.585	0.39	0.017	50000	26000	W 61704-2ZS	
20	27	4		0.585	0.39	0.017	50000	32000	W 61704	
20	25	4		0.572	0.365	0.016	53000	34000	WBB1-8714	
20	27	4		0.585	0.39	0.017		14000	W 61704-2RS1	
20	27	4		0.585	0.39	0.017	50000	26000	W 61704 R-2ZS	
20	27	4		0.585	0.39	0.017	50000	32000	W 61704 R	

Figura 100: Opções da SKF com os filtros/limitações aplicadas. (SKF 2018)

Depois de um cálculo rudimentar, podemos verificar que existem problemas relativamente à lubrificação dos rolamentos. Segundo indicações da SKF, a velocidade de rotação de apenas 3,2 RPM, ou até mesmo, 10 RPM é demasiado baixa para a lubrificação interna do rolamento ser eficaz. O contacto direto sem lubrificação reduz consideravelmente o tempo de vida do rolamento e, por sua vez, as 30000 horas de serviço garantidas pela SKF em condições normais, serão necessariamente afetadas.

Dada a envergadura do problema em questão resta-nos apenas redimensionar o veio da transmissão para um diâmetro inferior que permita a aplicação de rolamentos com maiores dimensões, embora mais robustos e adequados para a situação em questão.

Podemos constatar do catálogo da *SKF*, que o diâmetro que se encontra abaixo dos 20 mm é o diâmetro de 17 mm. Esta redução na secção do veio representará uma perda significativa da capacidade de carga deste elemento. Como a filosofia de dimensionamento deste mecanismo esta assente no sobredimensionamento grosseiro, com fatores de carga e de sollicitação o mais apertados possível e coeficientes de segurança acima de 5 para o caso dos veios da transmissão, podemos então arriscar na redução do diâmetro do veio.

Para um diâmetro de 17 mm verificamos que existe um grande número de soluções a adotar. Recorrendo à combinação de rolamentos radiais e axiais (caso assim seja possível), podemos suportar confortavelmente as cargas produzidas na transmissão.

Assim sendo, para as mesmas condições de serviço, mas aplicando uma redução do diâmetro do veio (escalonado), obtemos as seguintes soluções:

- Rolamento radial de esferas SKF W 61903, para as condições definidas de:

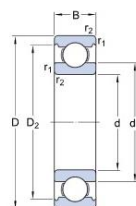
- Diâmetro do veio 17 mm
- Montagem Tandem
- Força radial e axial
- Velocidade de rotação 10 RPM
- Anel interior rotativo
- Orientação horizontal
- Temperatura de serviço 50 °C
- Viscosidade do lubrificante a 40 °C, de 400 a 450 $\frac{mm^2}{s}$
- Tipo de lubrificante, massa consistente

- Rolamento axial de esferas SKF 51103. Para as condições definidas de:

- Diâmetro do veio 17 mm
- Montagem Tandem
- Força axial apenas
- Velocidade de rotação 10 RPM
- Anel interior rotativo
- Orientação horizontal
- Temperatura de serviço 50 °C
- Viscosidade do lubrificante a 40 °C, de 400 a 450 $\frac{mm^2}{s}$
- Tipo de lubrificante, massa consistente

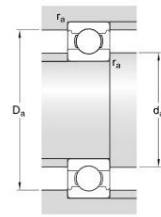
Após uma breve análise das capacidades de carga dos diferentes rolamentos, foi possível concluir que a operarem em conjunto, estes são capazes de suportar as cargas aplicadas.

➔ Rolamento SKF W 61903:



d	17	mm
D	30	mm
B	7	mm
d ₁	≈ 21	mm
D ₂	≈ 27.8	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Figura 101: Dimensões do rolamento W 61903. (SKF 2018)



d_a	min.	19	mm
D_a	max.	28.5	mm
r_a	max.	0.3	mm

Figura 102: Dimensões para encosto W 61903. (SKF 2018)

Calculation data			
Basic dynamic load rating	C	3.97	kN
Basic static load rating	C_0	2.55	kN
Fatigue load limit	P_u	0.108	kN
Reference speed		50000	r/min
Limiting speed		32000	r/min
Calculation factor	k_r	0.025	
Calculation factor	f_0	14.8	
Mass			
Mass bearing		0.015	kg

Figura 103: Dados do rolamento SKF W 61903. (SKF 2018)

Dimensionamento do rolamento W 61903 para as condições desejadas na calculadora online da SKF.

SKF | SKF Bearing Calculator English

Menu: Select bearing, Select calculation, Enter input parameters, Results, Feedback

Useful links: Ball bearings, Plain bearings, Roller bearings

Enter input parameters

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Bearing life, Minimum load, Frictional moment - power loss, Bearing frequencies, Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed, Relubrication intervals, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

Select bearing internal radial clearance
Select from list: Normal internal radial clearance

F_r Radial load: 2.05143 kN

F_a Axial load: 1.19389 kN

n_i Rotational speed of the inner ring: 10 r/min

n_e Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies): 10 r/min

Rotating ring
Select from list: Inner ring rotation

Shaft orientation
Select from list: Horizontal shaft

Operating temperature
Bearing outer ring: 50 °C

η_c specification method
Select from list: Cleanliness classification (recommended)

Lubricant type and cleanliness
Select from list: High cleanliness (sealed bearing)

Viscosity calculation input type
Select from list: Viscosity input at 40 °C (ν_{100} is 95)

Viscosity at 40 °C
450 mm²/s

Lubrication
Select from list: Grease

Unit system: Select unit system (SI, Imperial)

Selected calculations
Bearing life, Minimum load, Frictional moment - power loss, Bearing frequencies, Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed, Relubrication intervals, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

Bearing data

Designation: 61903

d : 17 mm

D : 30 mm

B : 7 mm

C : 4.62 kN

C_0 : 2.55 kN

Type: Deep groove ball bearing

View bearing details

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

© COPYRIGHT SKF | TERMS & CONDITIONS | PRIVACY POLICY | SITE OWNERSHIP | COOKIES | WWW.SKF.COM

Figura 104: Dados introduzidos para realização do cálculo do rolamento W 61903. (SKF - Bearing Calculator 2018)

Equivalent dynamic bearing load : 61903

Input parameters

Select bearing internal radial clearance Normal internal radial clearance

F_r Radial load 2.05143 kN

F_a Axial load 1.19389 kN

Result

P Equivalent dynamic bearing load 2.34 kN

Figura 105: Resultados obtidos para o rolamento W 61903. (SKF - Bearing Calculator 2018)

Como podemos verificar da imagem anterior, a calculadora da *SKF* deu um resultado para carga dinâmica equivalente de 2,34 kN que, comparando com a capacidade de carga dinâmica básica de 3,97 kN, nos leva a concluir que o rolamento é capaz de suportar as cargas produzidas, mesmo as axiais.

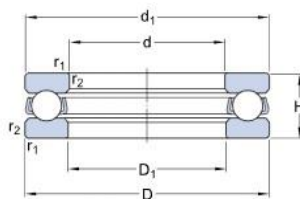
É constatável a lubrificação deficiente a baixas velocidades de operação. Assim sendo, a utilização de apenas um rolamento radial é desta forma desaconselhada. No mínimo, caso seja adotada uma solução puramente radial, cada apoio terá de ser constituído não por um, mas sim por dois rolamentos radiais, com vista a aumentar a capacidade de carga axial e posteriormente a vida útil de serviço dos apoios.

Cumpramos desde já referir que a utilização de rolamento radiais em conjunto com rolamentos radiais (segunda solução) com uma montagem lado a lado é impossível ou completamente desaconselhada, visto que, as interferências devido ao contacto mecânico entre os anéis dos diferentes rolamentos, com uns anéis em movimento e outros imobilizados, resulta no desgaste excessivo, no aumento do atrito dinâmico e na deformação excessiva dos rolamentos por falta de apoio ou acoplamento incorreto.

Assim, projetar apoios que utilizem dois tipos de rolamento diferentes com propósitos diferentes revela-se um desafio grande e desnecessário. Tendo em conta o sobredimensionamento aplicado ao longo deste projeto, entende-se que a colocação de dois rolamentos radiais por apoio será suficiente para sustentar as cargas absurdas que foram empiricamente consideradas.

Apesar de os resultados obtidos na calculadora da *SKF* indicarem que à partida um rolamento é capaz de satisfazer as condições desejadas, iremos, por cautela, considerar dois rolamentos por apoio e também dimensionar um candidato para absorver os esforços axiais.

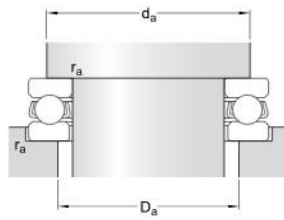
→ Rolamento axial SKF 51103:



d	17	mm
D	30	mm
H	9	mm
d ₁	≈ 30	mm
D ₁	≈ 18	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Figura 106: Dimensões do rolamento 51103. (SKF 2018)

Conceção de uma cabeça de deposição de termoplástico para aplicação em sistemas de impressão 3D



d_a	min.	25	mm
D_a	max.	22	mm
r_a	max.	0.3	mm

Figura 107: Dimensões para encosto 51103. (SKF 2018)

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	11.4	kN
Classificação de carga estática básica	C_0	21.2	kN
Limite de carga de fadiga	P_u	0.78	kN
Velocidade de referência		8500	r/min
Velocidade-limite		12000	r/min
Fator de carga mínima	A	0.0023	

Massa

Massa do rolamento (incluindo a arruela de assento quando aplicável)		0.025	kg
--	--	-------	----

Figura 108: Dados do rolamento SKF 51103. (SKF 2018)

SKF | SKF Bearing Calculator English

ABOUT | HELP

Menu

- Select bearing
- Select calculation
- Enter input parameters
- Results

Feedback

Useful links

- Ball bearings
- Plain bearings
- Roller bearings

Enter input parameters

Unit system

Select unit system

☒ SI ☐ Imperial

Selected calculations

Bearing life, Minimum load, Frictional moment - power loss, Bearing frequencies, Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed, Relubrication intervals, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

Bearing data

Designation 51103

d 17 mm

D 30 mm

H 9 mm

C 11.4 kN

C_0 21.2 kN

Type Thrust ball bearing

View bearing details

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Input parameters:

F_a [kN] 1.19389

Axial load

n_1 10 r/min

Rotational speed of the shaft washer

n_2 10 r/min

Rotational speed of the housing washer (only used to calculate the bearing frequencies)

Rotating ring Shaft washer rotation

Select from list

Shaft orientation Horizontal shaft

Select from list

Operating temperature 50 °C

Bearing housing washer

n_c specification method Cleanliness classification(recommended)

Select from list

Lubricant type and cleanliness High cleanliness (sealed bearing)

Select from list

Viscosity calculation input type Viscosity input at 40 °C (VI is 95)

Select from list

Viscosity at 40 °C 450 mm²/s

Lubrication Grease

Select from list

Calculate **Reset**

Figura 109: Dados introduzidos para realização do cálculo para o rolamento 51103. (SKF - Bearing Calculator 2018)



Figura 110: Resultados obtidos para o rolamento 51103. (SKF - Bearing Calculator 2018)

Obtidos os resultados verificamos novamente que, para além do sobredimensionamento assumido, este rolamento revela-se demasiado bom para a aplicação desejada. Assim, sendo, não vejo razão para nesta fase de projeto avançar com a sua escolha, dado que dois rolamentos radiais com montagem Tandem serão capazes de desempenhar a sua função confortavelmente.

A solução de utilizar dois rolamentos diferentes, um radial e um axial, baseia-se no facto de que estes não podem ou não devem ser acoplados em conjunto ou com contacto direto. O problema consiste na complexidade adicional de montar dois rolamentos diferentes. A transmissão de forças de um rolamento para o outro tem de ser eliminada e por sua vez, bem estudada para assim se garantir um funcionamento perfeito.

Mais uma vez, em prol da simplicidade do sistema serão utilizados para os apoios da transmissão rolamentos radiais (W 61903) aos pares e com uma montagem Tandem.

De resto convém sublinhar que a lubrificação assistida não seria só benéfica para os rolamentos, pois as engrenagens da transmissão também seriam favorecidas pela lubrificação forçada.

Assim fica dado por concluído de uma vez por todas o dimensionamento e escolha dos rolamentos de apoio da transmissão, com a nota de que a lubrificação será deficiente e requiere mais atenção nos eventuais trabalhos futuros.

Em termos de transmissão, considera-se que a utilização de rolamentos sem carnação (só os rolos e a gaiola) permite a construção de sistemas robustos, eficientes, complexos e mais compactos. O projeto de tais sistemas requer muito tempo, esforço e atenção ao detalhe, pois estes permitem obter transmissões desenhadas e construídas na medida desejada, com o mínimo de compromissos e a máxima liberdade.

Por exemplo, para cargas radiais elevadas poderíamos usar rolos de agulhas (ideais para cargas elevadas) e para a carga axial, rolamentos convencionais de contacto angular.



Figura 111: Exemplos de rolamentos sem carnação de rolos/agulhas. (SKF 2018)

O problema principal de utilizar rolamentos sem carnagem consiste em ter de desenhar e de construir o mecanismo que o engloba por forma a que este suporte as cargas de forma mais económica e robusta, com a garantia de que o sistema permite a manutenção e que a lubrificação nunca não é desprezada ou indesejada, como é neste caso.

As superfícies do corpo da transmissão (local onde os rolos rodam) têm de ser obrigatoriamente endurecidas. A complexidade de projetar uma transmissão reside maioritariamente nos seus apoios rotativos e nos seus elementos de transmissão de potência.

Com efeito, a única forma válida de contornar a complexidade de projeto de uma transmissão perfeita consiste em utilizar rolamentos convencionais standardizados com carnagem e blindagem, acabando-se por ficar limitado as dimensões e configurações existentes e comercializadas no mercado.

Uma forma de eliminar o problema da lubrificação, seria, a título de exemplo, utilizar uma transmissão devidamente fechada com elementos de vedação desenhados à medida e com um circuito de lubrificação forçada que fosse estanque.

Tendo em conta tudo o que foi referido até agora, podemos finalmente avançar para a fase de desenho mecânico da última parte que compõe o extrusor como um todo: a transmissão completa.

Serão então aplicados dois rolamentos SKF W61903 por cada apoio, o que resulta num total de oito rolamentos radiais na transmissão.

Dado que as engrenagens da transmissão têm a largura de 30 mm, todo, ou quase todo o comprimento de veio compreendido entre os apoios estará envolvido pelas engrenagens. Teremos de utilizar casquilhos especificamente desenhados para distribuir da melhor forma possível os esforços axiais pelos dois rolamentos de forma homogênea.

Recorrendo novamente ao *software* de desenho CAD, *Solidworks*, procedo à modelação da transmissão que é fixa diretamente ao chassi da forma mais simples e económica possível (chapa de aço de 5 mm de espessura).

Concluída a modelação CAD da transmissão completa, o resultado é o seguinte.

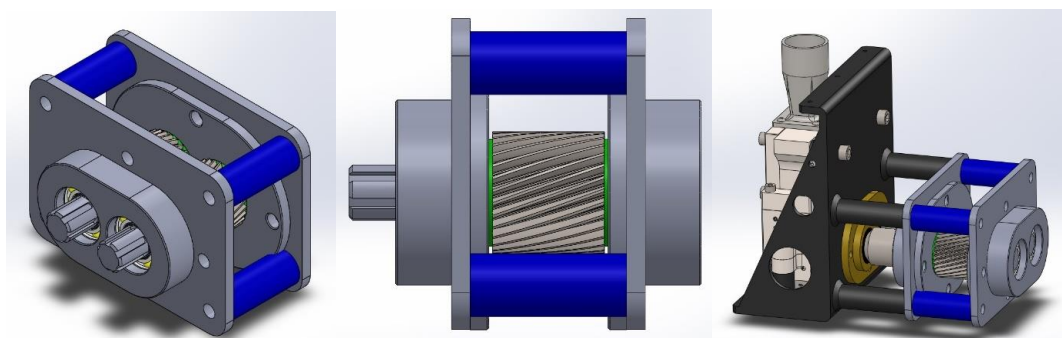


Figura 112: Transmissão completa (vista isométrica, lateral e completa com extrusor e chassi).

Como podemos ver nas imagens anteriores, a transmissão nesta fase inicial de desenvolvimento, é composta por:

- Duas chapas de aço de 5 mm de espessura com a respetiva furação para os parafusos e para as flanges de apoio da transmissão.
- Quatro tirantes de espaçamento entre chapas (elementos tubulares a azul).

- Dois veios (um motor e outro não motor).
- As duas engrenagens helicoidais.
- Oito rolamentos radiais.
- Oito anéis/casquilhos de distribuição de carga.
- Quatro casquilhos de apoio das engrenagens.
- Duas a quatro chavetas.
- Oito parafusos M6 de pelo menos 60 mm de comprimento.

Após uma primeira análise global, encontramos imediatamente uma série de problemas que têm de ser obrigatoriamente resolvidos.

O principal problema consiste na sincronização/acoplamento correto dos veios do extrusor (veios dos rotores) com os veios da transmissão. Já era de esperar que garantir a sincronização de veios paralelos e com engrenamentos diferentes no mesmo eixo de rotação requer alguma atenção nesta fase de projeto.

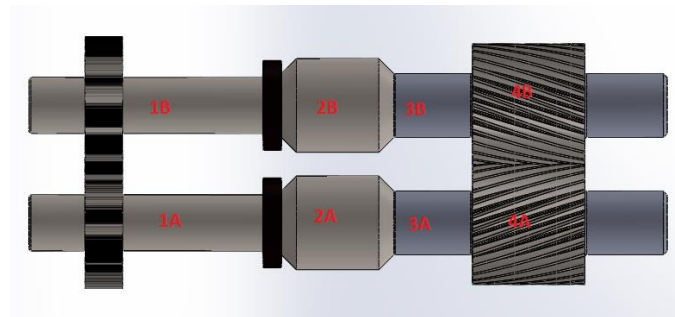


Figura 113: Veios do sistema mecânico completo.

Removendo todos os componentes por forma a ficar só com os veios (1A e B, 3A e B), os acopladores (2A e B), os rolamentos de centragem do chassi (Preto) e as engrenagens (4A e 4B), obtemos a imagem anterior. Tendo em conta a orientação apresentada na figura anterior, à primeira vista parece que tudo encaixa na perfeição, contudo, o sistema revela um problema grave, referido imediatamente antes da figura.

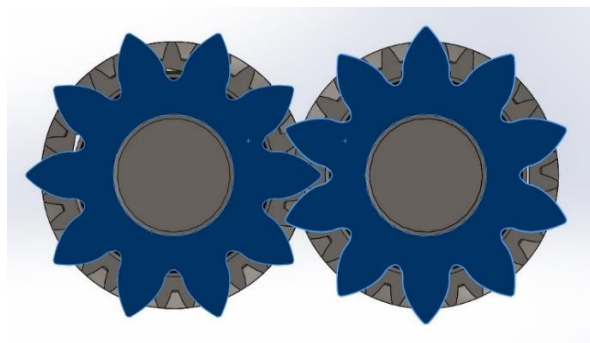


Figura 114: Sincronização perfeita dos rotores. (Solidworks 2018)

É obrigatório garantir a sincronização dos rotores do extrusor, caso contrário o sistema não funciona. Porém, se verificarmos a vista oposta a vista da figura anterior, o problema é revelado no acoplamento mecânico entre as engrenagens e os veios que as sustentam.

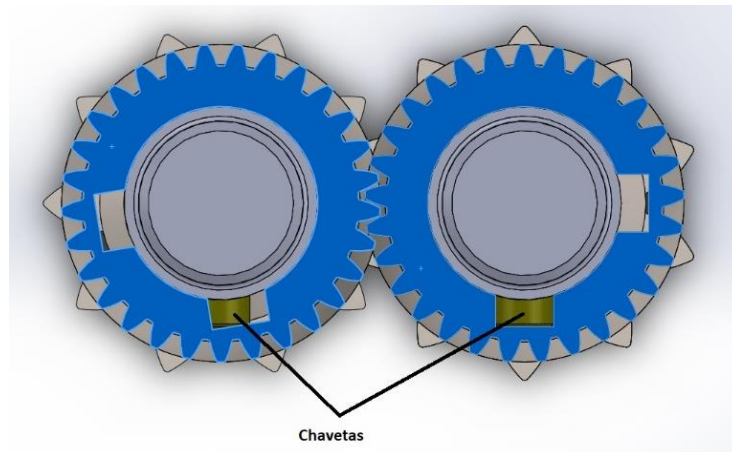


Figura 115: Falha na construção do escatel da chaveta (engrenagem da esquerda).

Como podemos constatar da figura 115, o número ímpar de dentes (29 dentes) elimina a simetria da engrenagem.

Felizmente, este problema pode ser rapidamente corrigido com matemática básica.

Após alguns cálculos, chegamos ao ângulo de desfasamento que tem de ser aplicado ao acoplamento de um dos elementos. Esse ângulo calculado corresponde a $9,31^\circ$. Apenas temos de corrigir um dos veios pois a correção de $9,31^\circ$ nos dois veios, anula a correção.

Chamo a atenção que se este erro for cometido durante a fase de maquinagem ou de construção destes elementos (engrenagem ou veio), o sistema não iria funcionar, pois, a interferência mecânica impede a junção da transmissão ao extrusor.

Assim, temos duas formas de resolver o problema. A primeira consiste em manter os veios com os locais de acoplamento mecânico alinhados e simétricos entre si e corrigir apenas uma das engrenagens, tal como demonstra a figura anterior. A segunda solução consiste em construir duas engrenagens simétricas e em corrigir o acoplamento mecânico no veio.

Do ponto de vista técnico acaba por ser indiferente a solução adotada, dado que para além do problema de sincronização também existe o problema da falta de material no escatel da engrenagem. Este problema é bem mais grave uma vez que, as forças envolvidas no projeto são capazes de rasgar o material na secção mais delgada do escatel. O resultado será a destruição completa da engrenagem. Para eliminar esse problema, a única solução consiste em impor um diâmetro do veio inferior, por forma a rebaixar a chaveta e assim garantir uma maior altura de material no escatel da engrenagem.

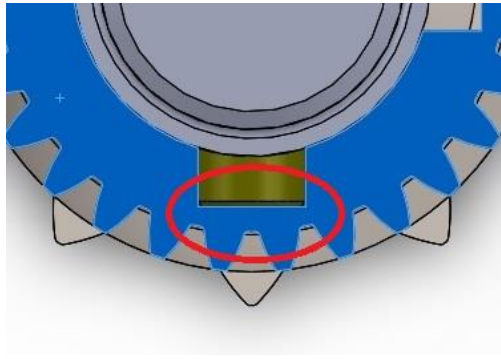


Figura 116: Altura de material no escatel da engrenagem é demasiado baixa (aproximadamente 1,5 mm).

Em suma, tanto as engrenagens como os veios, têm de ser corrigidos.

Como já foi referido anteriormente, no futuro, dadas as dimensões compactas do sistema projetado, a solução perfeita para o acoplamento das engrenagens passaria pela utilização de estrias. Para além de aumentarem a capacidade de carga dos dois elementos, estas também distribuem de forma mais homogênea toda a carga ao longo das “n” estrias, enquanto que as chavetas concentram a carga total num único local.

Será assim adotada a solução das estrias, no intuito de eliminar qualquer inconveniente que possa resultar da utilização de chavetas. O cálculo efetuado para a utilização de uma só chaveta comprova que esta é capaz de sustentar as cargas envolvidas e assim sendo, de uma forma pragmática posso concluir que, a utilização de estriados não só garante uma maior robustez ao acoplamento, bem como aos próprios componentes envolvidos no acoplamento (veios e engrenagens), com melhorias na resistência à fadiga.

A única desvantagem da utilização de estriados consiste em maquinar estas geometrias complexas com elevada precisão, mas isso já não será problema nosso.

O diâmetro recomendado para o veio é de 21 mm, mas devido às limitações das dimensões disponíveis para os rolamentos possíveis de serem aplicados nos apoios, o diâmetro do veio nos apoios teve de ser reduzido para 17 mm. Foi por isso encontrado um meio termo para a altura das estrias, respeitando que a altura máxima permitida para as estrias será o diâmetro da raiz do dente da engrenagem ($d_f=28,36$ mm) menos 4 mm de segurança, ou seja, pelo menos 2 mm de material na cabeça do escatel.

Por forma a maximizar a capacidade de carga do acoplamento, é aconselhável a utilização de um número considerável de estrias, tendo sempre em conta, que se exagerarmos no número de estrias, estas ficarão demasiado frágeis e ao invés, se o número de estrias for demasiado pequeno, é melhor recorrer à utilização de chavetas.

O acoplamento mecânico aplicado entre a transmissão e o extrusor também é feito por estrias e com um diâmetro do veio inferior (15 mm), este foi testado e validado para transmitir 50 Nm com apenas 6 estrias.

Respeitando a norma DIN ISO 14 (1986-12) para o dimensionamento da união de veios estriados com flancos direitos e centragem interna, temos a garantia de o projeto do mesmo será exequível e capaz.

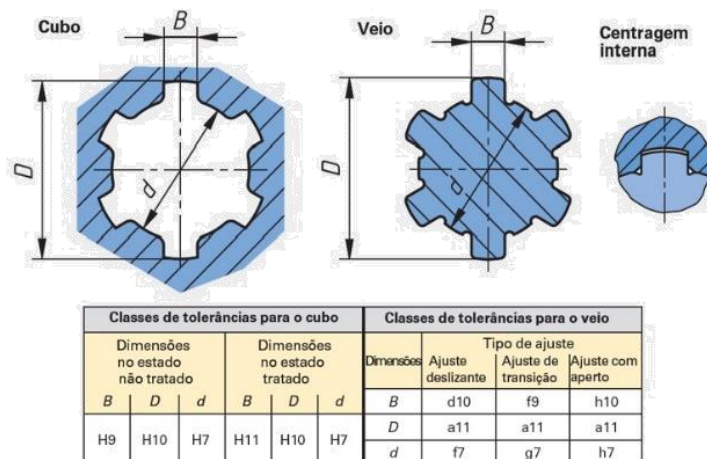


Figura 117: Norma DIN ISO 14 (1986-12).

Dada a normalização, concluímos que:

- Para o diâmetro do veio do rotor só existem os diâmetros admissíveis de 13 e 16 milímetros. Logo, o veio do rotor passa a ter um diâmetro interno ($d=13$ mm) e um diâmetro externo ($D=16$ mm). Para esses diâmetros, a largura do estriado (B) é de 3,5 mm. O resultado do acoplamento é uma ponta estriada com a designação DIN ISSO 14 – 6x13x16 (O veio fica mais robusto e os casquilhos de PBI mais delgados/finos).
- Para o diâmetro dos veios da transmissão a liberdade de escolha é inferior por estamos limitados pelo diâmetro mínimo disponível de 17 mm e pelo diâmetro máximo da raiz do dente da engrenagem, de menos 4 mm. Assim, podemos escolher de um intervalo compreendido entre 17 a 24 mm. Consultando novamente a norma, constatamos que para o diâmetro exterior (D), temos apenas duas soluções, de 20, 22 e de 25 mm. Escolhemos $D=22$ mm. Resultado: DIN ISO 14 – 6x18x22 (Não só respeitamos o diâmetro mínimo de 17 mm, como também ficamos abaixo da margem de segurança para o diâmetro máximo de segurança para o furo da engrenagem de 24 mm).

Note-se que, a construção de um sistema com uma transmissão o mais modular possível é sem dúvida a mais vantajosa, no entanto, mais trabalhoso e complexo. Da mesma forma que os veios dos rotores têm de ser construídos numa peça só, as engrenagens da transmissão poderiam seguir a mesma filosofia e assim eliminar um número considerável de variáveis.

Como foi referido anteriormente e tendo em conta o aspeto da manutenção e a flexibilidade do sistema, o projeto seguirá a com a ideia das estrias.

Segue-se o desenho do acoplamento mecânico para as engrenagens da transmissão com a respetiva correção de sincronização.

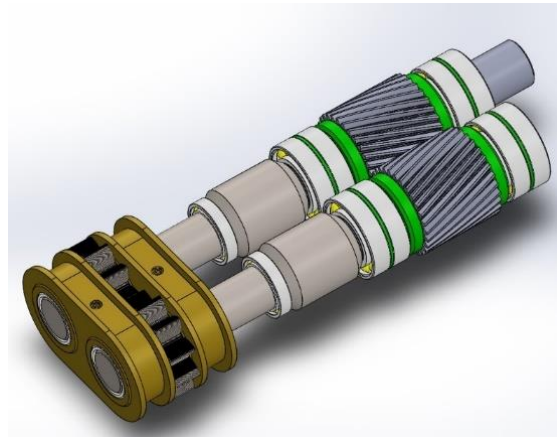


Figura 118: Trem de transmissão completo e corrigido (com todos os elementos, apoios e casquilhos).

Finalizada a transmissão com a garantia de sincronização entre os rotores e as engrenagens da transmissão, fica assim concluído o estudo e o dimensionamento da transmissão.

Convém referir que, à medida que o projeto se foi desenvolvendo, alguns dos componentes sofreram algumas alterações conforme foi discutido ao longo deste trabalho.

Os únicos pontos críticos até ao momento, consistem, na ligeira redução do diâmetro dos veios da transmissão no local de apoio e nomeadamente na utilização exclusiva de rolamentos radiais.

De resto, concluímos que a performance máxima do veio motor respeita as cargas exigidas, mesmo com a redução da sua secção de 21 mm para 17 mm. Isto porque, o facto de se ter descartado a solução das chavetas representa uma melhoria significativa na capacidade de carga do veio. As chavetas são conhecidas por retirarem material ao veio e por induzirem fatores de concentração de tensão elevados nos veios e nos cubos. A utilização de estrias confere uma maior robustez ao veio motor e um outro aspeto importante que não foi considerado, é que grande parte do veio está envolvido por material da engrenagem. Isto significa que a secção crítica do veio anteriormente considerada, é na verdade de 28 mm (considerando o material da engrenagem). Caso se pretenda dispensar a solução das estrias, podemos construir os veios da transmissão com as engrenagens incluídas e assim aumentamos ainda mais o coeficiente de segurança dos veios da transmissão.

De notar que a construção das engrenagens juntamente com os veios, proporciona a transmissão de esforços axiais ao longo dos veios, afetando outros elementos independentes que sejam solidários no movimento, como é o caso dos veios dos rotores.

Para evitar a transmissão de esforços axiais para os veios, é necessário que as engrenagens transladem em relação aos veios. As estrias impedem a rotação da engrenagem em relação ao veio, embora, permitam que as engrenagens transladem axialmente sobre o veio, eliminando a transmissão de esforços axiais.

Em última análise, resta testar a verdadeira capacidade do sistema. Dada a metodologia utilizada ao longo deste dimensionamento, a nova secção ou zona crítica do sistema passa a ser a ponta do veio com o diâmetro mínimo de 17 mm que liga ao motor (veio motor, secção CB).

Assim, para um veio com 17 mm de diâmetro e um comprimento de 20 mm, resulta um binário máximo admissível. Esse binário, servirá como *benchmark* da capacidade máxima de carga do sistema.

Material selecionado 34Cr4			
Descrição	Símbolo	Valor	Unidades
Momento flector	$M_f =$	0,00000	0 N.m
Momento torsor	$M_t =$	80000,00000	80 N.m
Resistência à flexão alternativa	$\sigma_{bW} =$	480	N/mm ²
Resistência à flexão pulsatória	$\sigma_{bSch} =$	810	N/mm ²
Resistência à torção alternativa	$\tau_{tW} =$	330	N/mm ²
Resistência à torção pulsatória	$\tau_{tSch} =$	550	N/mm ²
Factor de segurança para eixo à flexão (eixo não giratório: 4..5)	$S_1 =$	5	
Diâmetro mínimo do eixo à flexão (eixo não giratório)	$d_1 =$	0,00	0 mm
Factor de segurança para eixo à flexão (eixo giratório: 4..6)	$S_2 =$	6	
Diâmetro mínimo do eixo à flexão (eixo giratório)	$d_2 =$	0,00	0 mm
Factor de segurança para veio com momento flector desconhecido (12..14)	$S_3 =$	14	
Diâmetro do veio como momento flector desconhecido:	$d_3 =$	21,81	22 mm
Factor de segurança para veio à torção pura (4..5)	$S_4 =$	5	
Diâmetro do veio à torção pura	$d_4 =$	15,47	15 mm
Factor de segurança para veio sujeito à flexão e torção (4..5)	$S_5 =$	5	
Factor a ($a \approx 1.2 \tau$ pulsatória/ σ alternativa; $a \approx 1.7 \tau$ alternativa/ σ alternativa)	$a =$	1,2	
Momento flector equivalente	$M_e =$	48000,0	48 N.m
Diâmetro do veio sujeito à flexão e torção (4..5)	$d_5 =$	17,21	17 mm

Figura 119: Calculo do binário máximo admissível para um veio de entrada de 17mm.

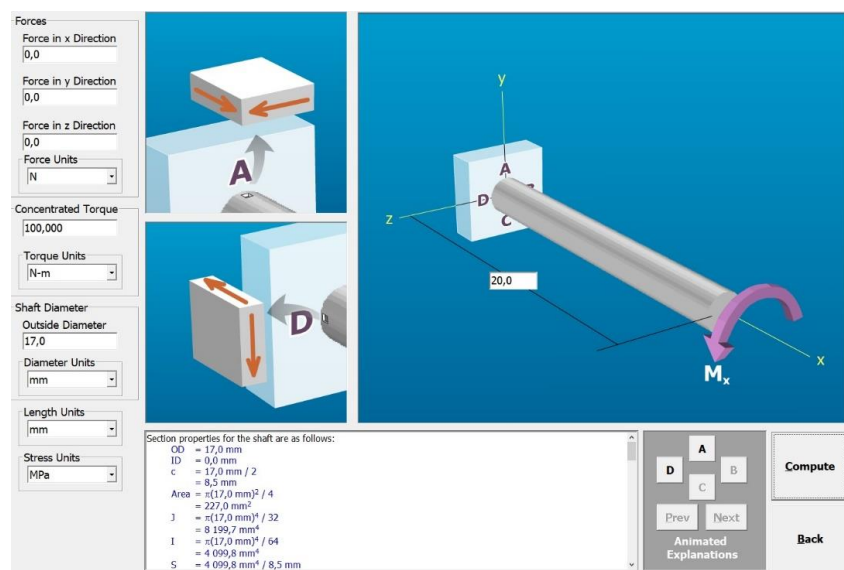


Figura 120: Resultados obtido no software MDsolids 4.0 para aponta do veio. (MDsolids 2018)

Os resultados obtidos após o cálculo do binário motor (sem outras forças aplicadas) são os seguintes.

- ➔ Elemento A (Y positivo, secção de encastramento)
 - Magnitude da tensão de corte: $\tau_t = \tau_{max} = 103,66 \text{ MPa}$
 - Tenões principais: $\sigma_1 = 103,66 \text{ MPa}$ e $\sigma_3 = -103,66 \text{ MPa}$
- ➔ Elemento D (Z positivo, secção de encastramento)
 - Magnitude da tensão de corte: $\tau_t = \tau_{max} = 103,66 \text{ MPa}$
 - Tenões principais: $\sigma_1 = 103,66 \text{ MPa}$ e $\sigma_3 = -103,66 \text{ MPa}$

Estes cálculos são aplicáveis no caso de uma solicitação de torção pura e verifica-se que as tensões máximas não excedem os limites dos materiais anteriormente considerados. Se numa fase mais avançada do projeto se acoplar algum sistema que introduza forças adicionais ao veio (como é o caso da transmissão com correias ou correntes), as forças terão de ser recalculadas e o binário motor ajustado.

Concluindo, para o nosso caso, o binário máximo admissível final neste protótipo não deverá de exceder o binário motor de 80 Nm, ou seja, o binário de bombagem em cada veio dos rotores não deverá de exceder os 40 Nm.

O resultado final do protótipo é o seguinte:

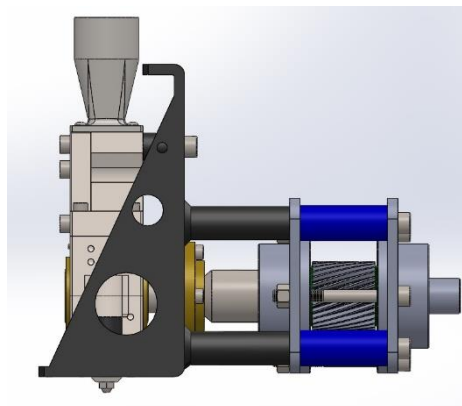


Figura 121: Extrusor completo, vista lateral (versão Mk3).

5. Simulação térmica

Com recurso ao livro “*Fundamentals of heat and mass transfer*” sabemos que fluxo de calor genérico para a convecção natural do ar atmosférico varia entre 2 a 25 $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$. (Adrienne S. Lavine, et al. 2002)

Por forma a submeter os componentes a uma situação mais exigente, foi definido na simulação que o permutador se encontra, a céu aberto, com um coeficiente convectivo de 25 $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ e uma temperatura ambiente de 30 °C, aplicando-se uma potência mínima de 60 W por orifício.

No caso do permutador, pretendemos controlar a temperatura máxima deste por forma a eliminar o perigo de na fase inicial do aquecimento do material, aplicarmos temperaturas demasiado elevadas que podem promover a deterioração deste e em casos extremos carbonizar/queimar o material polimérico. Assim, após algumas simulações térmicas, foi possível concluir que o ponto mais quente do permutador corresponde à zona central do permutador.

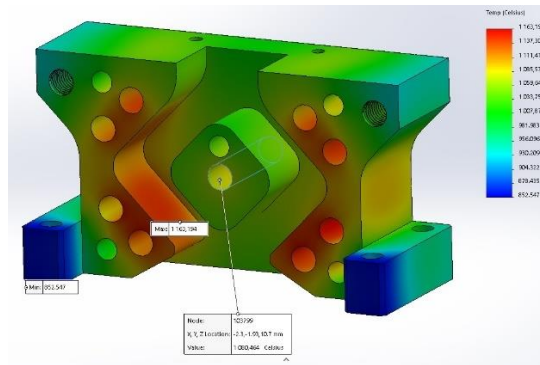


Figura 122: Simulação térmica *SolidWorks*, com um coeficiente convectivo de $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ e uma potencia de aquecimento de 60 W por orifício (regime permanente a céu aberto).

Como podemos constatar da simulação anterior, o local mais quente do permutador, quando este é aquecido a céu aberto, encontra-se no espaço entre as duas resistências de aquecimento inferiores.

Os resultados foram obtidos para regime permanente, aplicando uma potência de 60 W por orifício obtemos uma temperatura máxima de 1163 °C e mínima de 852 °C.

Se em vez de potência, considerarmos que a temperatura aplicada nas superfícies dos furos é de 500 °C obtemos os seguintes resultados.

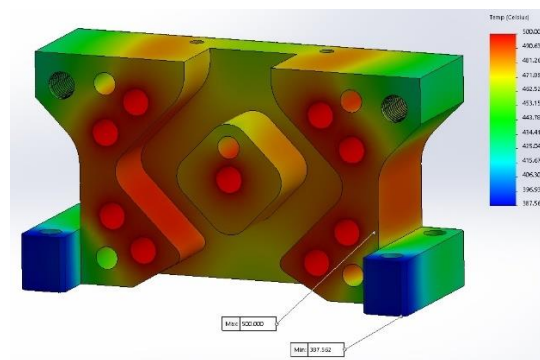


Figura 123: Simulação térmica *SolidWorks*, com coeficiente convectivo de $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ e uma temperatura de 500 °C (Tmax=500 °C; Tmin=387,56 °C).

Contudo, esta simulação não representa de todo a realidade, visto que o nosso modelo apenas considera a transferência de calor por convecção e por condução (radiação omitida). O extrusor não vai funcionar a céu aberto e o isolamento térmico aplicado vai melhorar significativamente a homogeneização da temperatura ao longo do corpo do permutador e reter maior quantidade de calor no extrusor.

Para a simulação realizada a céu aberto, a diferença entre a temperatura máxima e mínima do corpo é superior a 112 °C. Uma diferença de temperatura tão significativa é intolerável e por isso mesmo este aspeto tem de ser melhorado.

Para as mesmas condições (a céu aberto), mas com um coeficiente convectivo de $2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ verificamos que a homogeneização da temperatura ao longo de todo o corpo é superior. Com a temperatura máxima de 500 °C e a mínima de 489 °C, obtemos uma variação de temperatura de apenas 11 °C. Esta diferença de temperatura é consideravelmente inferior e assim concluímos que a utilização de isolamento térmico no extrusor é da maior importância.

Para uma simulação mais realista, consideramos que o interior do permutador apenas conduz calor para o plástico derretido que teoricamente deverá estar próximo da temperatura máxima definida. Assim, o permutador apenas estará sujeito a convecção na sua parte exterior e a condução no interior do circuito.

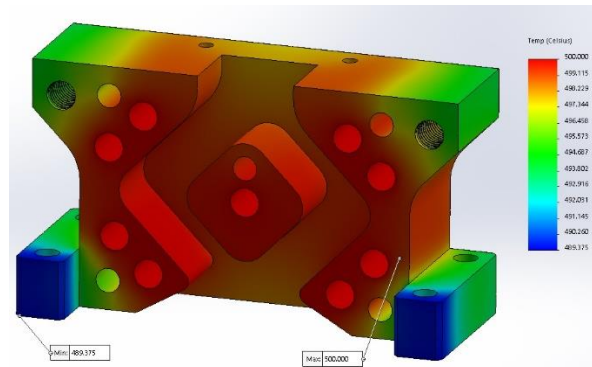


Figura 124: Simulação térmica *SolidWorks*, com coeficiente convectivo de $2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ com uma temperatura ambiente de 30°C e uma temperatura de aquecimento de 500°C (representação sem convecção no seu interior).

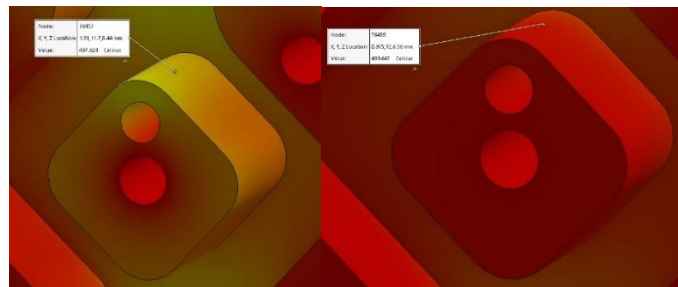


Figura 125: Simulação *SolidWorks*, a esquerda a céu aberto ($T=497,6^\circ\text{C}$) e a direita a situação real de funcionamento ($T=499,6^\circ\text{C}$).

Mesmo a céu aberto, o elemento central é o que sofre menos com a perda de calor para o exterior, o que significa que esta será a zona mais quente do permutador.

Assim, temos de medir a temperatura no centro do permutador. A medição da temperatura nesse local será feita com recurso a um sensor térmico, termistor NTC de pequenas dimensões.

A utilização de apenas um sensor de temperatura é o suficiente para o caso do permutador.

Como podemos verificar da figura 124, a periferia do permutador (superfícies exteriores) é onde se encontram os mais frios. O local onde é instalado o sensor é da maior importância pois a função do permutador é justamente a de garantir o aquecimento controlado e gradual do material que se encontra no seu interior, sem nunca comprometer ou ultrapassar o seu limite de temperatura. Por isso, o controlo da temperatura máxima é aconselhado para o caso do permutador.

O ideal seria medir a temperatura do fluido e não do corpo do permutador, mas introduzir um sensor elétrico no fluido derretido é de toda a solução mais inteligente e por isso mesmo, a medição da temperatura está confinada ao corpo da bomba.

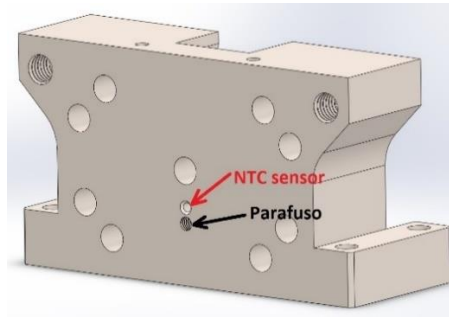


Figura 126: Orifício para sensor de temperatura NTC termístor e orifício roscado para fixar sensor.

Como podemos verificar da imagem anterior, o sensor é alojado num furo não passante de 2 mm de diâmetro e afastado do orifício do elemento de aquecimento central, em 8 mm. Podemos também ver o orifício roscado para aplicar o parafuso de pequenas dimensões (M3) com anilha. Este parafuso tem a função de trilhar/apertar os condutores do sensor contra o corpo da bomba e assim manter o sensor no seu orifício, imóvel e confinado à sua cavidade.

A escolha de colocar o sensor abaixo do elemento de aquecimento deve-se ao facto de após algumas simulações se ter contactado que a temperatura é sempre ligeiramente superior na parte inferior do elemento central de aquecimento.

Para o corpo da bomba, a situação é mais complexa, uma vez que, é aconselhado o controlo da temperatura máxima, a fim de evitar a carbonização e deterioração do polímero, o controlo da temperatura mínima e obrigatoriamente, o controlo da temperatura do bocal.

A temperatura no bocal tem de ser monitorizada com muito rigor pois a temperatura de saída do material influencia a qualidade da impressão e da fusão do material que está a ser extrudido ao material previamente extrudido. Se a temperatura na ponta do extrusor for inferior à temperatura recomendada para a extrusão, corremos o risco de existirem falhas na ligação entre camadas.

Assim, podemos concluir que o corpo da bomba terá de ser devidamente instrumentada.

Uma vez que grande parte do calor é fornecido no permutador, os elementos de aquecimento da bomba apenas têm de manter a temperatura estável. Pode parecer que a tarefa da bomba é mais fácil, contudo, evitar temperaturas descontroladas na zona de bombagem é mais importante do que no permutador. Dado que o material que entra na bomba já estará a uma temperatura considerável, se a quantidade de calor transferido do corpo da bomba para o fluído for demasiada, facilmente poderemos ultrapassar a temperatura máxima admissível para o termoplástico.

Como bem sabemos, o termoplástico PEEK é extremamente sensível a reaquecimentos e possui um intervalo muito apertado de temperaturas admissíveis para a sua extrusão. Respeitar ao máximo esse intervalo de trabalho é muito importante na zona de bombagem e bocal.

Após algumas simulações do corpo da bomba, podemos verificar que, os rotores por não serem aquecidos serão os elementos mais frios no interior da bomba. Os rotores com os respetivos veios funcionam como dissipadores de calor do fluído para o exterior.

O facto de estes serem os elementos mais frios não representa um problema grave uma vez que, em regime permanente, estes terão uma temperatura ligeiramente

inferior à temperatura desejada. Os rotores serão uma garantia de segurança de que o fluido nunca irá estar à temperatura do corpo da bomba, mas sim, a uma temperatura ligeiramente inferior.

Calcular com exatidão a diferença de temperaturas entre o corpo da bomba e os rotores ou a temperatura dos rotores em regime permanente é impossível sem considerar a mecânica dos fluídos aplicada ao nosso escoamento.

As simulações que realizadas no *software SolidWorks* têm um caráter puramente térmico. O escoamento no interior deverá de ser estudado com tempo visto que se trata de um fluido complexo e com uma dinâmica de escoamento ainda mais complexa, com inúmeras zonas críticas que requerem muito estudo e trabalho de otimização. Folgas, zona de engrenamento e desengrenamento, possíveis fugas de material derretido para o exterior através das chumaceiras ou casquilhos e outros fenómenos desconhecidos.

Para agilizar as simulações consideramos que, o corpo da bomba esta completamente imobilizado (sem movimento) e com as superfícies todas expostas a condições de convecção natural de $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ com uma temperatura ambiente de 30°C (a céu aberto). A convecção natural de $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, corresponde ao valor máximo admitido para a convecção natural, tal como no caso do permutador.

Construir a malha para alguns dos componentes, por exemplo, os rotores, teve de ser algo personalizado e refinado nas zonas com folgas e na periferia dos dentes dos rotores.

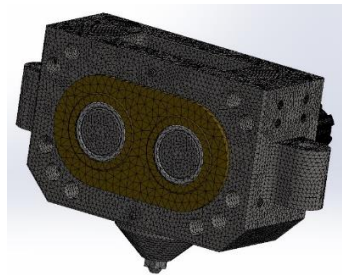


Figura 127: Malha completa do corpo da bomba.

Aplicando-se uma potência máxima, de 120 W por orifício obtemos os seguintes resultados (regime permanente e a céu aberto): a temperatura máxima é 1250°C na parte superior da bomba (corpo superior) entre as duas resistências. A mínima, como era de esperar, é na ponta dos veios, com valores a rondar os 516°C .

Se conduzirmos a mesma simulação, alterando apenas a potência aplicada por orifício, de 120 W para 60 W , verificamos que a temperatura máxima é atingida no mesmo local, mas com um valor de 643°C e a mínima, também nas pontas dos veios, com 272°C .

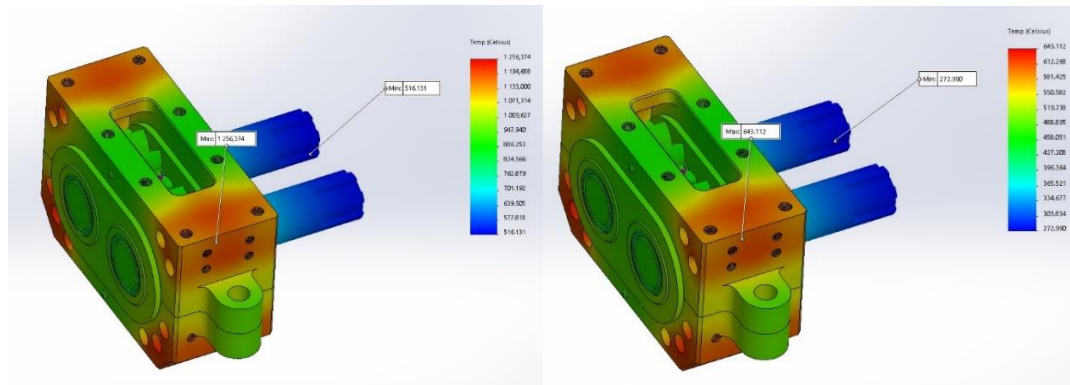


Figura 128: Simulação *Solidworks*, a esquerda com 120 W (Tmax=1256,37 °C; Tmin=516,13 °C) e a direita, 60 W (Tmax=643,11 °C; Tmin=273 °C).

Comparando as duas simulações anteriores e dada a performance satisfatória do permutador, concluímos o seguinte:

1. 60 W por orifício é uma potência suficiente, o que totaliza um extrusor com 1140 W de potência de aquecimento. Com condições de funcionamento mais exigentes, conseguimos obter uma temperatura máxima de 643 °C. Uma vez que, o objetivo máximo são 500 °C e a temperatura máxima atingida para as condições mais exigentes foi de 643 °C, isto significa teoricamente que 60 W por orifício é potência suficiente para atingir a temperatura máxima de 500 °C. O único problema em utilizar apenas 60 W, é que a bomba vai demorar mais a aquecer e os elementos resistivos terão de funcionar com maior intensidade (redução da vida útil destes). Por se tratarem de elementos correntes, fiáveis e baratos, a sobre carga dos elementos de aquecimento não é preocupante.
2. O isolamento térmico é obrigatório. Como podemos verificar na análise térmica do permutador, a redução do coeficiente convectivo de $25 \text{ W/m}^2.\text{K}$ para uns meros $2 \text{ W/m}^2.\text{K}$ foi o suficiente para obter melhorias significativas. Considerando que durante o funcionamento do extrusor este não terá ar atmosférico no seu interior, mas sim um fluído de plástico derretido com uma determinada carga/potência térmica acumulada, a homogeneização da temperatura será ainda melhor. A utilização de pinturas refratárias não só é uma boa ideia para isolar termicamente o extrusor, como também para proteger as superfícies exteriores, suscetíveis de oxidação agravada a altas temperaturas, como é o caso das ligas ferrosas. Assim, aconselho a pintura completa das superfícies exteriores com tintas que aguentem no mínimo 600 °C. Além da pintura refrataria, a utilização de isolamento térmico adicional como por exemplo a lã de vidro ou outros materiais, é aconselhável. Visto que o extrusor está confinado num chassi que será fechado, o espaçamento entre o extrusor e o chassi pode e deve de ser preenchido por isolamento térmico.

Se na simulação anterior da bomba, ao invés de aplicar a potência nos orifícios, aplicarmos uma temperatura constante de 500 °C, podemos analisar a distribuição da temperatura ao longo do corpo da bomba, até à ponta do bocal e assim conhecer a diferença de temperatura entre as resistências e a temperatura principal, no bocal.

Considerando novamente o regime permanente, mas agora com um coeficiente convectivo mínimo de $2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ e uma temperatura ambiente de $30 \text{ }^\circ\text{C}$, obtemos os seguintes resultados.

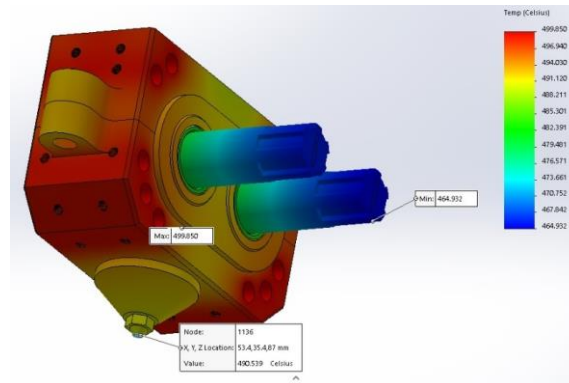


Figura 129: Simulação *SolidWorks* com coeficiente convectivo de $2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a $30 \text{ }^\circ\text{C}$ e uma temperatura de aquecimento constante de $500 \text{ }^\circ\text{C}$.

Como podemos constatar da imagem anterior, a temperatura máxima (parte inferior do corpo da bomba) é de $499,85 \text{ }^\circ\text{C}$ e a mínima (na ponta dos veios) é de $464,93 \text{ }^\circ\text{C}$. A temperatura da ponta do bocal nestas condições é de $490,54 \text{ }^\circ\text{C}$. A diferença de temperaturas entre o ponto em que é aplicado os elementos de aquecimento e a saída do material (ponta do bocal) é de $9,31 \text{ }^\circ\text{C}$. Apesar desta diferença de temperatura não corresponder à realidade, este valor confirma a suspeita de uma diferença considerável entre a temperatura aplicada no corpo da bomba e a temperatura obtida na saída. Mesmo que na realidade, com a presença de plástico derretido no interior do bocal, aumente a condutividade de calor no extrusor (em vez de convecção dissipativa), se a diferença de temperaturas diminuir para valores a rondar os $5 \text{ }^\circ\text{C}$, continua a ser uma diferença considerável.

A única solução consiste em aplicar algum aquecimento junto ao bocal. Assim, alterando a geometria do corpo da mandíbula inferior do corpo da bomba, podemos instalar mais um elemento de aquecimento circular (anéis de aquecimento). Como podemos constatar das primeiras imagens do extrusor versão mk1, o bocal é roscado num cilindro saliente da mandíbula inferior.

A solução de encurtar este cilindro como é visto nas imagens anteriores, foi proposta pelo INEGI e a ideia consistia em reduzir a massa do extrusor com a remoção/diminuição do comprimento do cilindro e também em aproximar a face inferior do corpo da bomba à superfície de trabalho. A aproximação da face inferior do corpo da bomba fundamenta-se no facto de que parte do calor emitido por essa face ser, recebido pela superfície de trabalho.

De uma forma simples, a face inferior, serviria como uma espécie de ferro de engomar que por sua vez se movia com um afastamento de alguns milímetros da camada impressa. A utilização de calor adicional para o fabrico de objetos é requerida para materiais com coeficiente de dilatação térmica elevados, como é o caso do ABS, PEEK ou outros semelhantes. Impedir que o objeto fabricado arrefeça demasiado é importante do ponto de vista das propriedades mecânicas finais do objeto e da precisão dimensional do objeto.

Dado que a máquina que receberá este extrusor terá de se tratar de um equipamento de médias a grandes dimensões e de calibre profissional, a câmara de

muitos destes equipamentos é aquecida e assim não é necessário utilizar o calor emitido pela superfície do extrusor.

A utilização da superfície pode ser desejada para o caso de materiais específicos, mas, na maioria dos casos, o material depositado deverá de ser arrefecido num curto período de tempo para a garantir uma determinada rigidez estrutural ao objeto durante o seu fabrico.

Assim, o melhor é mesmo aumentar o comprimento do cilindro (afastando o bocal do corpo inferior da bomba) e aplicar um elemento de aquecimento circular, adicional. Podemos desde já avançar que o corpo da bomba terá então de ser instrumentado com no mínimo dois sensores, um no bocal e um ou mais no corpo da bomba.

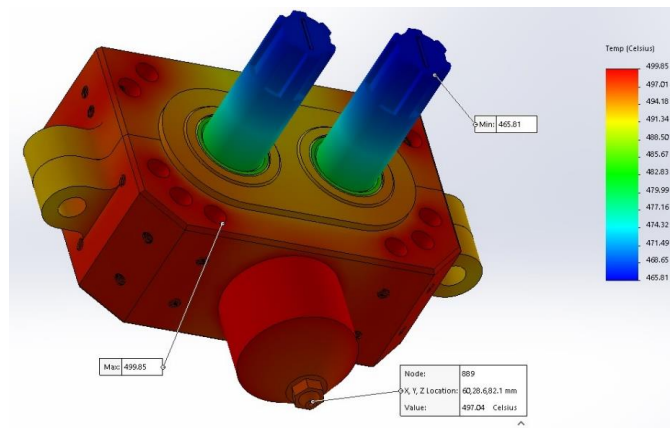


Figura 130: Simulação *SolidWorks* com coeficiente convectivo de $2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a 30°C e uma temperatura de aquecimento constante de 500°C (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Aumentar o comprimento do cilindro onde é acoplado o bocal não só diminui a diferença de temperatura entre os elementos de aquecimento e o bocal, como também ajuda na homogeneização da temperatura por todo o corpo da bomba.

Na figura 129 é possível verificar que existe uma coluna central, vertical, entre os rotores que nunca atinge a temperatura desejada (sendo esta sempre ligeiramente inferior). Com efeito, aplicar o elemento de aquecimento junto ao bocal permite obter uma temperatura de 497°C , ou seja, uma diferença de temperaturas de aproximadamente 3°C . Com isto, a parte inferior central (entre os rotores) do corpo da bomba passou a estar mais quente, como podemos ver na imagem 131. Com o permutador aplicado na bomba, a zona central superior também irá ficar mais quente e homogénea.

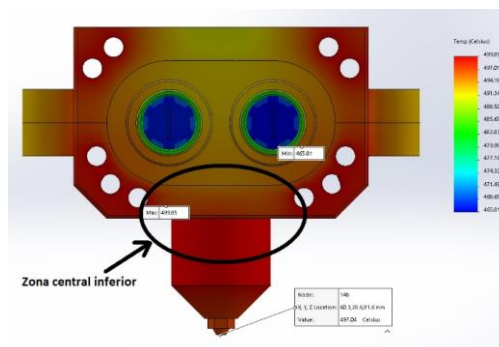


Figura 131: Simulação *SolidWorks* com coeficiente convectivo de $2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a 30°C e uma temperatura de aquecimento constante de 500°C (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Podemos ver a diferença de cor (temperatura) entre a zona central inferior e a superior. Aplicar o aquecimento no cilindro do bocal, não só melhora o desempenho térmico do bocal, como injeta calor para o meio da bomba (zona não aquecida, sem elementos de aquecimento).

Finalizado o estudo térmico de cada componente, foi possível proceder a algumas otimizações de cada elemento. Desta forma, podemos finalmente simular o extrusor como um todo.

Simulando o conjunto total, a céu aberto, com um coeficiente convectivo mínimo de $2 \text{ W/m}^2.\text{K}$ e com uma temperatura ambiente de 30°C obtivemos o seguinte resultado.

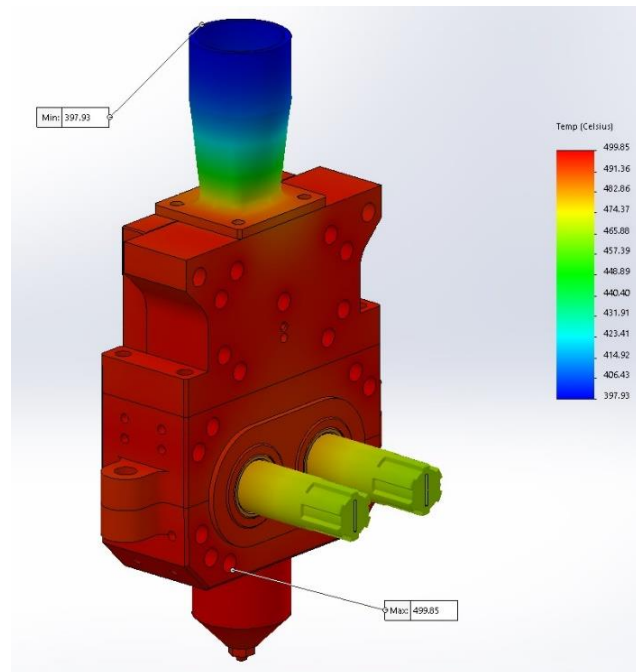


Figura 132: Simulação *SolidWorks* (Extrusor completo) com coeficiente convectivo de $2 \text{ W/m}^2.\text{K}$ a 30°C e uma temperatura de aquecimento constante de 500°C (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Analisado o conjunto completo, verificamos que, a temperatura máxima continua a acontecer na bomba (previsível). No entanto, a temperatura mínima passou a encontrar-se no funil, pois este tem a função de servir de barreira térmica entre o extrusor e a entrada de material (zona fria).

Assim, a temperatura mínima é de $397,93^\circ\text{C}$ no topo do funil, a temperatura do bocal é de 497°C e a temperatura na ponta dos veios é de 468°C . A homogeneização da temperatura é perfeita até ao elemento central do permutador ou até à parte superior do extrusor.

Quero novamente referir que a simulação anterior foi para as condições menos austeras, com o coeficiente convecção mínimo, ou seja, com um isolamento térmico eficaz.

Se alterarmos as condições do coeficiente convectivo para valores mais agressivos, como $25 \text{ W/m}^2.\text{K}$, obtemos o seguinte resultado.

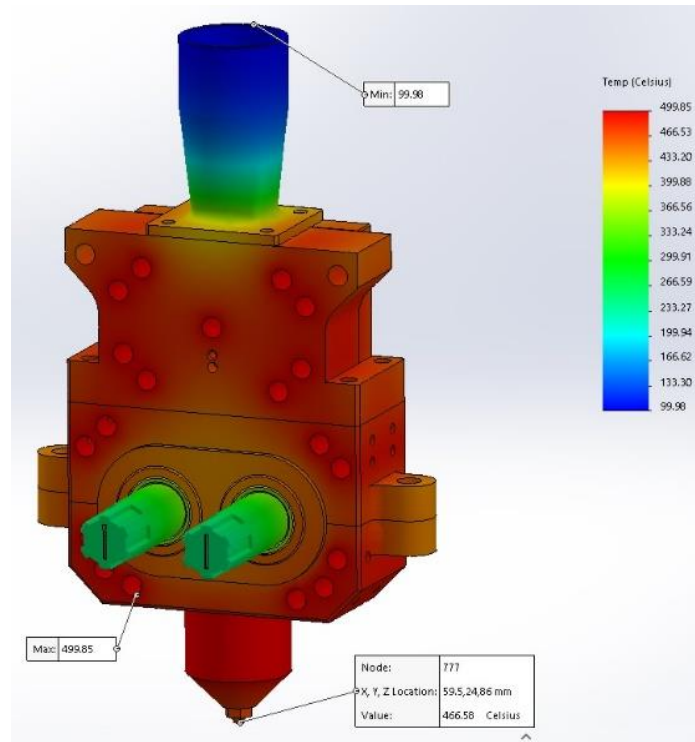


Figura 133: Simulação *SolidWorks* (Extrusor completo) com coeficiente convectivo de $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a 30°C e uma temperatura de aquecimento constante de 500°C (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

A temperatura do funil passou para 100°C , a ponta dos veios para 254°C e a ponta do bocal para 467°C .

Para finalizar todas as simulações, modeliei a cavidade que corresponde ao volume de plástico que a bomba e o permutador terão no seu interior.

Esta foi inserida no conjunto completo por forma a representar plástico imóvel no seu interior.

Além do preenchimento da cavidade na bomba, as condições de simulação foram personalizadas ao máximo, tentando-se replicar da melhor forma possível a realidade a que o extrusor terá de operar. Assim, a simulação foi programada da seguinte forma:

Tabela 14: Parâmetros da simulação completa (extrusor com a cavidade em PEEK).

Superfícies exteriores da bomba e do permutador	Isoladas termicamente Coef. Convectivo de $2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a uma temperatura de 50°C
Ponta do bocal (céu aberto)	Coef. Convectivo de $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a uma temperatura de 50°C
Funil e veios (céu aberto)	Coef. Convectivo de $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a uma temperatura ambiente de também 50°C
Cavidade/plástico	Coef. Condução de $0,25 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

Com recurso à cavidade que corresponde ao volume de plástico presente no interior do extrusor, obtemos o seguinte modelo CAD.

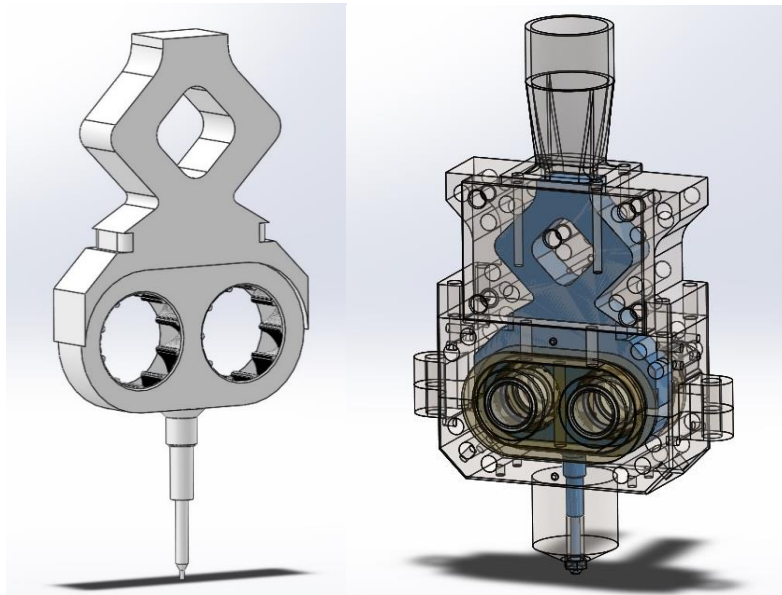


Figura 134: Modelo CAD *Solidworks* da cavidade do extrusor completo (exceto o funil). Volume da cavidade 40,66 cm^3 .

Aplicando as condições anteriormente apresentadas na tabela 14, podemos realizar a simulação do extrusor em funcionamento mas com o fluido em repouso.

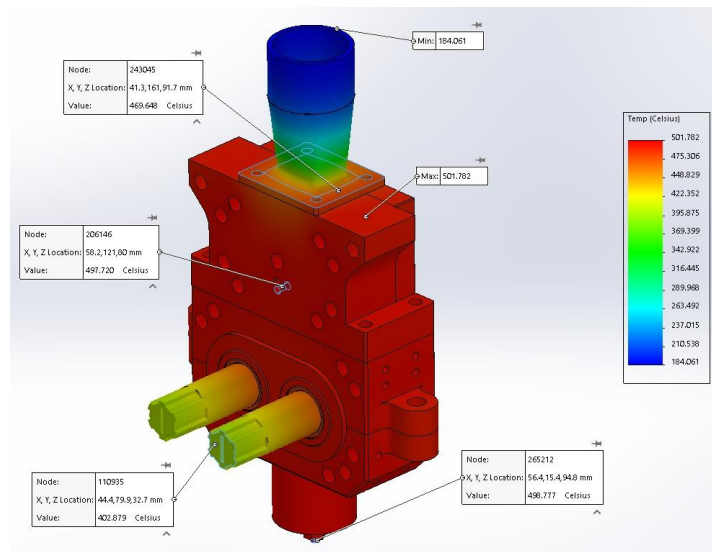


Figura 135: Simulação *SolidWorks* (Extrusor completo com cavidade) a uma temperatura de aquecimento constante de 500 °C (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Como podemos verificar da imagem anterior, a temperatura máxima surgiu na parte superior do permutador e foi por esse motivo que inicialmente decidimos controlar a temperatura máxima no permutador, junto do elemento central.

No entanto, tenho algumas dúvidas quanto a este valor pois este deu ligeiramente superior a temperatura máxima aplicada de 500 °C. Presumo que se trate de um erro de calculo durante a simulação.

As temperaturas mais importantes são sem dúvida a temperatura na ponta dos veios, a temperatura atingida no funil, a temperatura no bocal, a temperatura no permutador e a temperatura na bomba.

Assim, podemos verificar que o bocal ira rondar os 498,8 °C (gradiente de temperatura de 1,2 °C) que corresponde a uma melhoria significativa relativamente às simulações anteriores, corridas a céu aberto.

O gradiente de temperaturas ao longo dos veios é aproximadamente de 100 °C, o que corresponde a um gradiente de temperatura um pouco elevado tendo em conta que os rotores não devem de dissipar demasiada energia térmica para o exterior.

O funil atingiu uma temperatura mínima de 184 °C o que permite concluir que este carece de especial atenção para impedir a transmissão de calor para a zona de acoplamento do tubo flexível. Alhetas circulares em torno do funil seriam a solução indicada.

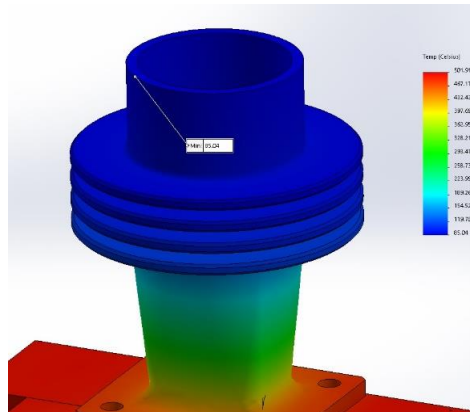


Figura 136: Simulação SolidWorks (Extrusor completo com cavidade e funil equipado com alhetas) a uma temperatura de aquecimento constante de 500 °C (com anel de aquecimento aplicado no bocal).

Alterando apenas a geometria do funil, para as mesmas condições da simulação anterior, obtemos melhorias significativas. De facto, se aplicarmos alhetas circulares de 2 mm de espessura e espaçadas também por dois milímetros, obtemos a temperatura mínima de 85 °C.

Este valor é sem dúvida uma temperatura perfeitamente aceitável para tubos flexíveis feitos de alumínio ou de materiais poliméricos.

Concluída a análise térmica do extrusor, posso então concluir o estudo de sensorização e potência de aquecimento.

Em termos de potência necessitamos obrigatoriamente de aquecimento no bocal para obter uma qualidade superior no material extrudido e uma homogeneização da temperatura pelo corpo do extrusor mais eficiente (principalmente na zona dos rotores). Inerentemente teremos de aplicar um sensor na ponta do bocal para medir a temperatura de saída do material.

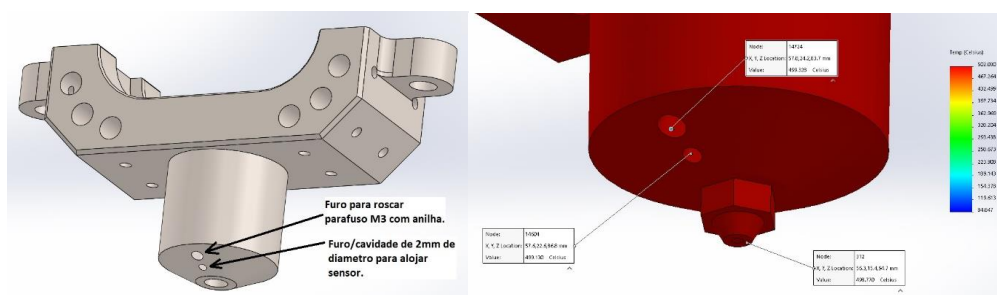


Figura 137: Posição do furo roscado e da cavidade do sensor de temperatura do bocal, no corpo inferior.
 $T(\text{furo roscado})=499,33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T(\text{cavidade})=499,13\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T(\text{bocal})=498,77\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Além do controlo de temperatura do bocal, o corpo da bomba carece de sensorização na zona das bolachas. O ideal seria medir a temperatura dos rotores, mas, neste momento, essa opção é impossível. Assim, optei por aplicar dois sensores, um na face frontal do corpo inferior (sensor CI) e outro na face frontal do corpo superior (sensor CS), localizados exatamente a meio das faces com o respetivo furo para o parafuso, deslocado 4 mm.

De notar que dadas as dimensões reduzidas dos elementos do corpo da bomba, o furo para o parafuso do sensor CS será passante (até à cavidade de plástico) e este tem obrigatoriamente de ser estanque.

O caso mais crítico está no furo para o parafuso do sensor CI, visto que, este não pode ter uma profundidade superior a 13 mm. Um furo passante iria comprometer o fluído na zona de alta pressão e por esse motivo é necessário que o furo não seja passante.

Garantir um furo com uma profundidade de 10 mm e realizar roscado em pelo menos 5 mm não será fácil. A forma como o furo será realizado não importa, pois podemos sempre corrigir o diâmetro do furo para abrir rosca com recurso a parafusos endurecidos. O que realmente importa realçar é que este não pode exceder uma profundidade máxima de 10 mm.

No caso do sensor do bocal, a situação é mais simples. Inevitavelmente, a maquinação CNC do corpo inferior terá de ser feita numa máquina com pelo menos 5 eixos.

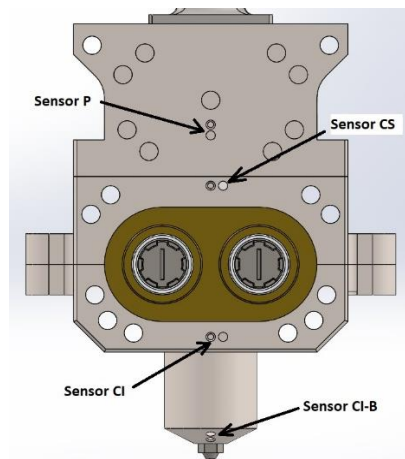


Figura 138: Localização dos sensores ao longo do extrusor.

Este último modelo CAD corresponde então ao protótipo final que apresento (versão Mk4). Além de estar sobredimensionado para cargas elevadas, este também está pensado por forma a obter os melhores resultados para o controlo de temperatura (acautelando assim a eficiência térmica) e, ao mesmo tempo, os processos tradicionais de fabrico por arranque de apara (para a sua construção futura).

Ao prolongar a altura do cilindro do bocal, temos de aplicar um elemento adicional de aquecimento, com a forma de um anel (como já foi referido anteriormente). A aplicação deste elemento não só melhora o desempenho térmico geral do extrusor como também permite o controlo pormenorizado da temperatura do material a saída.

Assim, finalizamos as simulações térmicas e otimização do extrusor.

5.2 Projeto de Automação

Relativamente ao projeto de automação do sistema de extrusão em questão, este compreende três áreas ou tópicos diferenciados.

O primeiro, que denominamos de sensorização e de instrumentação, reporta-se a tudo o que são componentes eletrónicos ou elétricos de medição e de aquecimento.

O segundo tópico, corresponde ao controlo. Este tópico refere-se ao controlador e aos sistemas de auxiliares de comando e de comutação de cargas e elementos de potência.

Por último, o terceiro tópico consiste na solução motora adotada para este sistema de extrusão.

1. Sensorização e instrumentação

Relativamente ao primeiro tópico, este consiste, conforme já foi referido, nos sensores de temperatura e nos elementos de aquecimento (potência térmica). Grande parte da informação já foi apresentada logo no início deste capítulo com a escolha dos componentes recaindo no fabricante *Dyze*, alimentados por 24 volts. Dado que parte desta informação foi necessária durante o projeto e dimensionamento mecânico do extrusor, não há necessidade de repetir tal informação novamente.

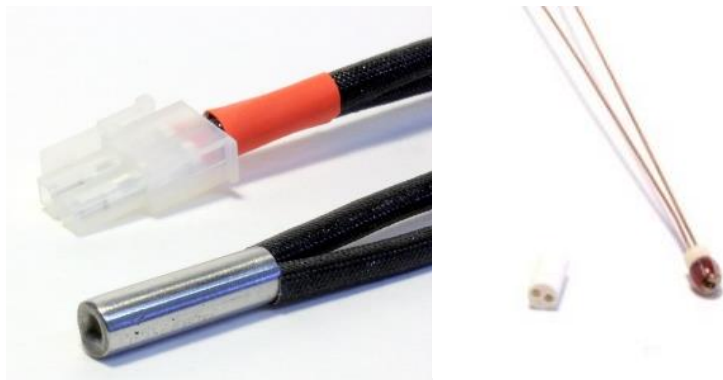


Figura 139: Cartucho/elemento de aquecimento e sensor de temperatura NTC adotado. (Dyze Design 2018b)

A nível de sensorização e de instrumentação, o estudo deste tópico deverá ser feito com o extrusor já construído, por forma a avaliar as reais necessidades deste. Além dos sensores de temperatura e dos elementos de aquecimento, outros sensores ou componentes elétricos com funções distintas poderão ser necessários no futuro.

Desta forma, o circuito elétrico de comando e de potência requer especial atenção pois este deve de ser construído, tendo em conta a sensorização e a instrumentação implementada no sistema de extrusão. Assim sendo, o circuito de comando e potência será provavelmente a última coisa a fazer no extrusor, já com todos os componentes elétricos devidamente aplicados e testados no extrusor.

2. Controlo

A nível de controlo (segundo tópico) temos várias soluções, possíveis de adotar. A mais simples seria utilizar controladores PID. No entanto, a preferência vai recair numa solução de controlo digital.

A utilização de sistemas de controlo digitais permite pré-programar determinadas funções e padrões de funcionamento (aquecer os elementos X apenas,

limpeza automática após finalizada a impressão, sequência de arranque e/ou paragem, entre muitos outros) e assim processar toda a informação necessária para o correto e eficiente funcionamento do extrusor.

A utilização de um microcontrolador ou de um microcomputador também proporciona a possibilidade de equipar o sistema com uma HMI, com o propósito de tornar a utilização deste sistema mais intuitivo e o mais cómodo possível para o utilizador. O microcontrolador também permite a comunicação e a transferência de dados e de informação do estado do extrusor, do controlador do extrusor para o controlador da máquina que o opera e vice-versa

A construção do algoritmo deverá ser o mais simples possível para que a manutenção e as alterações futuras do *firmware* do controlador do extrusor sejam efetuadas de forma rápida e eficiente.

Outra capacidade obrigatória do controlador do extrusor, é a segurança, quer seja para o operador, quer seja para o extrusor ou para a própria máquina em si.

Outra capacidade desejada dos microcontroladores consiste na possibilidade de utilizar diversos tipos de sensores.

Uma hipótese interessante seria equipar o funil com um sensor luminoso, do tipo barreira, para monitorizar a quantidade/nível de *pellets* no extrusor, em que este é responsável por garantir o reabastecimento de *pellets* para o extrusor.

Outro tipo de sensor que seria, também interessante em utilizar, seriam os denominados detetores de fumo ou de partículas. Permitem monitorizar a qualidade dos gases produzidos pelo extrusor, expelidos pelo funil e conduzidos pelo tubo de alimentação.

Ao medir o grau de toxicidade dos gases transportados ao longo do tubo, conseguimos saber se é ou não necessária a ventilação com filtração dos gases de escape.

Outro sensor igualmente interessante e importante, é um simples *encoder* de disco (circular) aplicado a um dos veios do extrusor.

Este *encoder* permite confirmar se o comando para rodar os rotores está efetivamente a ser cumprido (no caso de bloqueio do sistema). Existem, contudo, soluções mais elegantes para verificar essa condição, como é o caso dos novos drivers do controlador da impressora 3D FDM *Prusa mk3*.

Esta vem implementada com um controlador que tem drivers da *Trinamics*. Estes drives possuem a capacidade de detetar e de distinguir picos de corrente, e assim, determinar se ocorreu algum problema e em caso afirmativo, que tipo de problema, sem necessitar de sensorização adicional ou de fins de curso.

Dada a complexidade adicional de utilizar drivers da *Trinamics* e a limitação de operar apenas com motores passo a passo, cremos que seria melhor a adição de um simples encoder para ter a confirmação de um elemento independente da rotação ou não dos veios.

O cardápio de microcontroladores e de microcomputadores é vasto e complexo, mas as plataformas convencionais *Arduino* ou *Raspberry Pi* revelam-se satisfatórias para esta função.



Figura 140: Algumas das soluções baratas, disponíveis no mercado.

Resta apenas referir o tipo de contactores/interruptores que serão responsáveis por comutar os elementos de aquecimento. Para realizar esta tarefa temos três soluções, nomeadamente:

- Relés de contactos mecânicos
- Relés eletrónicos (*Solid State* – SSR)
- MOSFET (transístor)

A escolha recaiu na utilização de MOSFET's, pois estes são baratos, requerem baixa potência para funcionarem e possuem uma capacidade de comutar elevadas cargas sem necessidade de ventilação forçada.

A segunda opção seria utilizar SSR's, embora estes sejam consideravelmente mais caros e menos eficientes do que os transístores, no entanto, muito mais robustos e seguros.

A terceira opção seria utilizar reles mecânicos convencionais, no entanto, é desaconselhado visto que estes possuem uma vida útil de x ciclos de ligar e desligar em função da carga aplicada e assim apresentam-se como a solução mais frágil de todas.



Figura 141: A direita, Relé SSR e a esquerda, MOSFET.

Tendo em conta a configuração final do protótipo desenvolvido serão necessários no mínimo quatro contactos, um para o elemento de aquecimento do bocal, outro para os elementos do corpo inferior da bomba, outro para os elementos do corpo superior (caso se pretenda controlar as duas partes em separado) e o último para os elementos do permutador.

Uma vez que, o custo de um simples MOSFET varia de 1 até 20 euros por unidade, poderíamos adotar uma construção flexibilizada com o controlo individual de cada elemento de aquecimento. Todavia, visto que pretendemos simetria e homogeneização da temperatura ao longo do corpo do extrusor, esta solução de controlo individual não é a melhor. A solução adotada, consiste em controlar a temperatura do extrusor por zonas.

Assim, temos a flexibilidade de ligação independente entre corpos e o ajuste de potência para o gradiente térmico real do sistema. Comutar todos os elementos em simultâneo não é a melhor ideia, visto tratar-se de uma carga/potência considerável e conhecida por ter uma inércia elétrica elevada no arranque. Comutar tudo em simultâneo não é nada vantajoso pois pode colocar sérios riscos de sobrecarga elétrica no sistema.

Temos de ter em conta que, aplicação e utilização de MOSFET para comutar os elementos de aquecimento, requer especial atenção na fase de escolha e de implementação visto que, cada MOSFET é único e requer uma calibração estudada e personalizada.

As tensões de funcionamento têm de ser verificadas para garantir um funcionamento correto, com estados lógicos bem definidos.

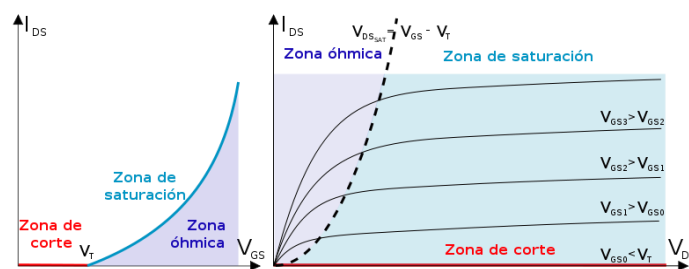


Figura 142: Funcionamento de um MOSFET (genérico).

Ao escolher um MOSFET existem determinados parâmetros que devem de ser analisados com cuidado, tendo em conta a eletrônica escolhida e aplicada no extrusor.

O requisito principal, é que a tensão de comando/controlo do MOSFET deve de assumir valores bem definidos para que este funcione sempre na zona de corte ou na zona Ohmica (eletrónica digital). Caso contrário, este irá funcionar de forma incorreta com estados lógicos intermitentes ou instáveis.

Depois da escolha e da implementação destes dispositivos, estes devem ser testados de forma intensiva com as cargas aplicadas, a fim de verificar o seu desempenho e posteriormente a temperatura de serviço destes. Se se verificar que tudo está a funcionar corretamente após longos períodos de tempo e múltiplos ciclos de comutação, podemos concluir que a solução é estável.

Caso a temperatura destes elementos supere a temperatura máxima de serviço aconselhada pelo fabricante, teremos de aplicar arrefecimento ativo ou então substituir estes por elementos mais robustos e potentes.

No caso do MOSFET apresentado na imagem 140 (MOSFET HA210NO6) estes conseguem lidar com correntes até 25 amperes (sem ventilação). Se for aplicada ventilação, estes conseguem lidar com correntes a rondar os 200 amperes.

Através da lei da potência verificamos que para o mínimo, 25 A e uma tensão de 24 V, permite comutar uma potência de 600 W. Dado que a potência assume o valor máximo de 540 W no permutador (9 elementos de aquecimento com 60 W cada), confirmamos que este tem caráter físico para suportar as cargas elétricas envolvidas sem necessidade de ventilação forçada.

Reforçamos novamente que, o estudo, o teste e a calibração dos MOSFET's é da maior importância na fase inicial de testes.

A utilização incorreta destes dispositivos provoca um funcionamento incorreto e a destruição prematura deste elemento, bem como, dos próprios elementos de aquecimento comutados.

A avaliação destes contactos deve de ser feita tendo em conta o comportamento verificado, entre o dreno (saída de potência) e a fonte (entrada de potência). Qualquer anomalia verificada no fornecimento de potência deve de ser considerada como um problema grave.

Idealmente este dispositivo deverá comportar-se como um convencional relé. Caso não se verifique esse comportamento, deverá de se estudar a questão com maior profundidade, a fim de precaver a queima e a destruição de outros elementos elétricos.

Dado o custo reduzido destes contactos, podemos correr alguns riscos para a fase inicial de teste do extrusor. No futuro, fica a nota de que será, necessário garantir um funcionamento perfeito, pois tudo o que está ligado a este elemento de contacto (elementos de aquecimento e controlo) também pode ser afetado de forma devastadora.

Além da destruição dos contactos, os elementos de aquecimento operados correm o risco de falharem precocemente. Outro risco é consiste na inversão/refluxo de corrente no transístor para os terminais de controlo, com resultados nefastos para a eletrónica digital associada.

Resumidamente, a utilização incorreta de MOSFET's proporciona a falha prematura do próprio, bem como o que se encontra aplicado a jusante e montante deste. Assim sendo, o custo de uma falha completa do circuito elétrico, pode ser considerável.

3. Motorização elétrica

Para completar e finalizar o dimensionamento do extrusor, resta apenas dimensionar um motor elétrico para o mesmo.

Como foi ensinado na disciplina de sistemas eletromecânicos (SEL) do ramo de automação do curso de engenharia mecânica, a variedade de motores e de acessórios é vasta e complexa. À partida estamos limitados na escolha do motor, visto que, este deverá de ser o mais compacto e leve possível. Garantir o binário motor de 80 Nm a uma velocidade máxima de 10 RPM, e ao mesmo tempo uma solução leve e compacta, será sem dúvida um desafio incontornável.

Para respeitar a lógica da compactação e leveza do sistema, estamos restringidos a motores DC, nomeadamente motores de pequenas dimensões, passo a passo ou servomotores. A escolha do tipo de motor recai principalmente no desempenho de cada tipo de motor, assim sendo, sabemos que:

Tabela 15: Comparação genérica entre motores passo a passo e servomotores.

Tipo de motor	Passo a Passo	Servomotor
Preço	Barato	Dispendioso
Implementação e utilização	Fácil	Complexo
Desempenho	Fraco com elevado binário a baixas velocidades	Excelente a velocidades elevadas
Poluição sonora	Ruidoso com vibração	Silencioso e linear
Precisão no posicionamento	Passos bem definidos, no entanto, podem saltar e perder referencia (controlo em malha aberta ou fechada)	Precisos e nunca perdem referencia (controlo em malha fechada)

Após esta análise breve e comparativa dos dois tipos de motores, concluímos que o motor utilizado, será um motor passo a passo.

Este foi escolhido em consideração ao facto de, não se conhecer de forma precisa as forças envolvidas na bombagem, acessibilidade e simplicidade dos motores passo a passo comercializados, o custo reduzido e, finalmente, a performance excelente a baixas velocidades, exigindo menos da razão de transmissão do redutor.

A nomenclatura NEMA “*National Electrical Manufactures Association*” para motores passo a passo, é responsável por uniformizar e definir o desempenho, forma e dimensões de cada classe de motores. Assim sendo, podemos escolher motores com tamanhos que variam do NEMA 8 até NEMA 42.

Convencionalmente, as impressoras 3D de calibre recreativo utilizam motores NEMA 17. Estes são compactos e suficientemente poderosos para mover massas pequenas ao longo dos eixos da máquina. Porém, também é corrente a utilização de motores NEMA 23, que corresponde ao tamanho seguinte. Estes são usados maioritariamente em aplicações de fabrico aditivo ou subtrativo de máquinas de pequenas dimensões.

Dado o conhecimento pessoal dos diferentes tamanhos podemos desde já concluir que o motor NEMA 17 não será capaz de produzir o binário desejado, mesmo com a utilização de redutores. O tamanho seguinte, NEMA 23, corresponde a um motor mais robusto, ainda que maior e mais pesado. A utilização de motores com dimensões superiores ao NEMA 23 não é aconselhável pois, conforme já foi referido, desta forma estamos a condicionar a leveza e tamanho do sistema.

Difícilmente será encontrado um motor capaz de pôr à prova as capacidades mecânicas do extrusor quando aplicado diretamente.

Tal como foi referido anteriormente, 50 Nm por veio é um binário grosseiro e com certeza este valor não representa a realidade. Caso o motor não consiga entregar o binário máximo admissível pelo extrusor (80 Nm) estamos automaticamente a proteger e a evitar que o sistema sofra sobrecargas durante o seu funcionamento.

O procedimento genérico para escolha de um motor DC, determina que:

$$P_{motor} = [1,2 \text{ a } 2] * P_{carga \text{ max. adm.}}$$

No nosso caso o procedimento deve de ser inverso. Não devemos dimensionar um motor que supere a carga máxima aplicada pois caso contrário incorremos no risco de danificar o mecanismo. Sabendo que o redutor aplicado terá uma determinada eficiência, podemos então impor que:

$$P_{motor} \leq 0,8 * P_{carga \text{ max. adm.}} + P_{redutor}$$

Se considerarmos apenas:

$$P_{motor} \leq 0,8 * P_{carga \text{ max. adm.}}$$

Obtemos aproximadamente a potência máxima admissível para o motor:

$$P_{motor} \leq 0,8 * 80 * \frac{2 * \pi}{60} * 10 = 67 \text{ W}$$

Seguindo o pensamento anterior, o motor entrará em *stall* (paragem) antes do extrusor atingir os seus limites mecânicos. Isto revela-se vantajoso nesta fase de incerteza e funciona como um limite de segurança ativa para o próprio extrusor.

O facto de o motor não estar à altura da capacidade máxima do extrusor não é de todo um problema ou uma limitação, mas sim uma segurança. Contudo, convém ter em conta as capacidades do extrusor, pois devemos explorar ao máximo as suas capacidades por forma a desenvolver o melhor sistema possível.

Após a análise de catálogos e fabricantes podemos concluir que é difícil um motor NEMA 23 ter a capacidade para exceder a resistência mecânica do extrusor, mesmo quando equipado com um redutor.

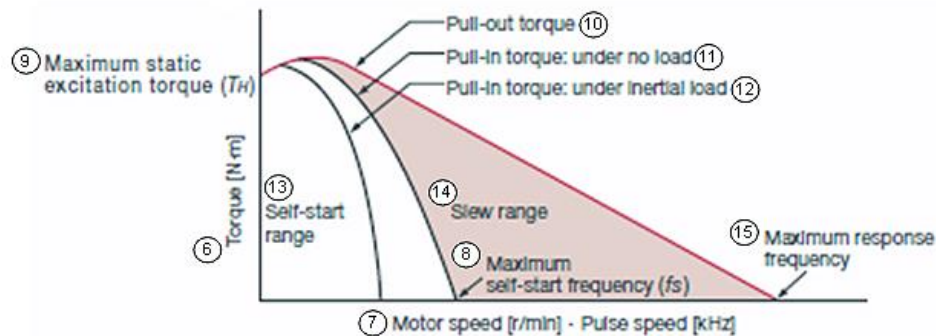


Figura 143: Curva característica de um motor passo a passo segundo a *Orientalmotor*. (Oriental motor 2018)

Através da curva característica de um motor convencional NEMA 23 podemos concluir que, mesmo para a versão mais potente o binário máximo desenvolvido na fase de arranque (*Minimum Holding Torque*, binário de bloqueio), não excede de forma geral 2 Nm. Comparando com o binário máximo admissível para o sistema de extrusão (80 Nm), podemos de forma confiante assumir que o motor poderá ser o mais potente possível.

Consultando então um fabricante ou comerciante de tais motores (por exemplo: *Electromate – Robotics and mechatronics solutions*) podemos escolher um motor NEMA 23 genérico que seja o mais potente possível e assim estudar um redutor que permita obter ao longo de todo o intervalo de velocidades (0 a 10 RPM) o desempenho desejado. Poderia ter sido escolhido qualquer outro fabricante uma vez que o *Standard NEMA* garante que os motores são semelhantes em termos de desempenho e dimensões.

Escolhemos então o motor HT23-401, pois este apresenta-se como o mais potente da série NEMA 23 deste comerciante.

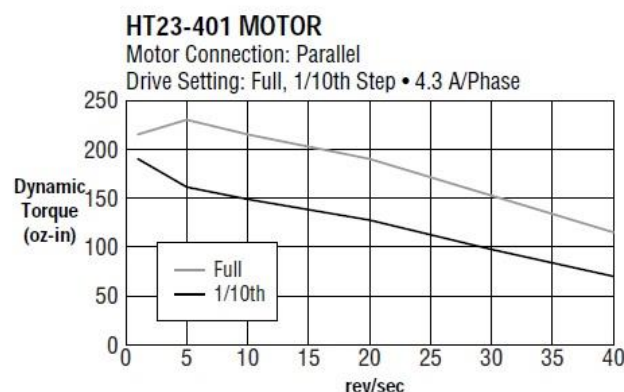


Figura 144: Curva característica do motor HT23-401 da *Electromate*. (Electromate - Robotics and Mechatronics Solutions 2018)

Como bem sabemos, estes motores podem ser controlados com passos completos (*Full Step* – Curva Full) ou com micro passos (*microstepping* – Curva 1/10th) que consiste na divisão de cada passo do motor em 10 passos mais pequenos, aumentando assim a precisão e a resolução do motor. No nosso caso, *microstepping* não tem qualquer interesse pois o nosso objetivo é usufruir ao máximo do binário produzido.

Temos então de seleccionar um redutor para ser aplicado ao motor escolhido para assim obter uma rotação máxima de 10 RPM com binário máximo. Para o redutor, temos de ter em conta que este também vai acrescentar peso e volume ao sistema e por isso mesmo, temos de ter cuidado no seu dimensionamento. Redutores com capacidade para produzir binários elevados são mais pesados e robustos. Assim, é necessário encontrar um meio termo para o redutor aplicado.

Temos também de garantir que o binário produzido no motor não excede o binário máximo do redutor à saída. De facto, se o motor for demasiado forte para o redutor em questão, corremos o risco de ter uma falha catastrófica. Uma forma de evitar esta situação caso ela surja, consiste em ajustar a corrente aplicada nas bobinas do motor por forma a ajustar o binário produzido no motor.

A imagem anterior representa a característica do motor quando aplicada a corrente máxima admissível. Idealmente o motor não deverá de funcionar com esta corrente.

Geralmente, os motores passo a passo são operados na região compreendida entre a velocidade mínima (0 RPM) e a velocidade máxima admissível (velocidade de corte ou *Cutoff Speed*).

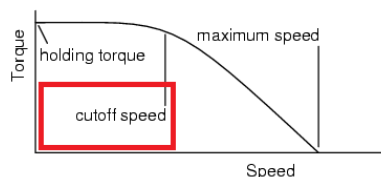


Figura 145: Comportamento de um motor passo a passo. Quadrado a vermelho representa a zona de trabalho a que se deve operar este tipo de motor. (Engineering Stack Exchange 2018)

É do conhecimento geral que este tipo de motor deve de ser operado abaixo da curva característica (corrente inferiores) e a velocidades baixas.

Se analisarmos e compararmos a curva do binário vs. a curva de potência percebemos que perto da velocidade de corte é onde este tipo de motores produz a máxima potência. A partir desta velocidade a potência permanece quase constante ou com um decréscimo ligeiro, enquanto que o binário cai drasticamente (lei da potência).

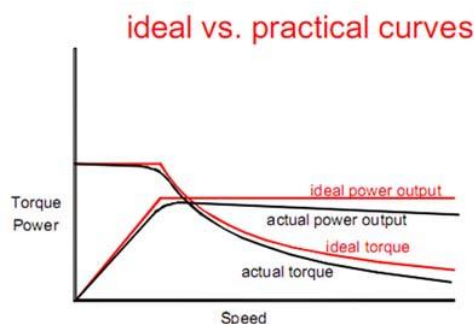


Figura 146: Curva de binário vs. curva de potência (ideal e real). (Geckodrive Motor Controls 2018)

Para o motor HT23-401, a potência máxima é atingida em torno das 600 [RPM] ou 10 [RPS].

Para velocidades superiores a velocidade de corte, a potência permanece constante e o binário decresce de forma gradual.

Uma forma genérica de calcular a velocidade de corte do sistema é a seguinte (Dyze Design 2018a):

$$n_{max} = \frac{V_{tensão\ de\ serviço}}{I_{indutância} * 2 * I_{max} * N_{steps/rev}} * 60$$

Considerando a tensão de 24 V, a corrente máxima admissível de 4,3 A, indutância de 1,6 mH (ligações em paralelo) e o número de passos por rotação 200, obtemos velocidade de corte:

$$n_{max} = \frac{24}{0,0016 * 2 * 4.3 * 200} * 60 = 523\ RPM$$

Se considerarmos que a velocidade máxima de funcionamento do sistema será 600 RPM, obtemos o seguinte:

$$600 = \frac{24}{0,0016 * 2 * I_{aplicada} * 200} * 60 (=) I_{aplicada} = 3,75\ A$$

Concluimos então que o motor a 600 RPM consome uma corrente de aproximadamente 3,75 A.

O estudo do motor ainda está incompleto pois falta verificar o desempenho deste considerando a inércia do motor, do redutor e da carga. Porém dada a falta de dados, a performance deste não pode ser calculada. De notar que, a aceleração angular do motor escolhido não é fornecida pelo fabricante, o que dificulta muito os cálculos para o motor.

Assim sendo, no futuro, terá de ser estudado e analisado o desempenho e resposta do motor para a situação desejada.

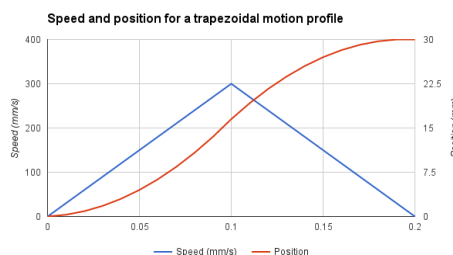


Figura 147: Perfil de velocidades genérico de um motor elétrico. (Dyze Design 2018a)

O estudo do binário necessário para acelerar a carga do motor terá de ser calculado na presença de mais dados e como podemos constatar da imagem anterior, o perfil de velocidades também terá de ser estudado, com os respetivos tempos de aceleração e de desaceleração.

Resta então escolher o redutor que irá equipar o motor.

Para o nosso caso, temos três soluções mecânicas para a função de redutor. Nomeadamente, redutores planetários, redutores de parafuso sem fim ou então redutores do tipo *Harmonic Drive* (Harmonic Drive 2018).

Depois de analisar diversos sistemas cheguei à conclusão que a melhor solução consiste em utilizar um redutor planetário, pois temos uma maior variedade e flexibilidade comparando com o preço de sistemas de transmissão harmónicos, estes são economicamente viáveis.

A utilização de redutores de parafuso sem fim também seria uma boa solução (JVL 2018), mas geralmente estes são menos capazes do que um redutor planetário, além de serem mais pesados e volumosos. Assim, a escolha final recai na utilização de um redutor planetário.

Para motores NEMA 23, existem redutores com razões de transmissão a variar de 1:3 até 1:100.

Como no nosso caso a velocidade máxima da bomba não deve de exceder as 10 RPM e a velocidade máxima do motor é de 600 RPM, temos a razão de transmissão requerida de 1:60.

Recorrendo ao fabricante *Parker*, estes possuem redutores planetários para NEMA 23 com as seguintes características:

PERFORMANCE CHARACTERISTICS	
PERFORMANCE	Mid Precision
CONFIGURATION	Inline
GEAR GEOMETRY	Helical Planetary
FRAME SIZE	60mm 90mm 115mm 142mm NEMA23 NEMA34 NEMA42 NEMA56
STANDARD BACKLASH (ARC-MIN)	< 8 to < 12
LOW BACKLASH (ARC-MIN)	< 6 to < 10
NOMINAL TORQUE (NM)	20 - 278
NOMINAL TORQUE (IN-LBS)	178 - 2474
RADIAL LOAD (N)	1550 - 5500
RADIAL LOAD (LBS)	348 - 1235
RATIO	3, 4, 5, 7, 10, 15, 20, 25, 30, 50, 70, 100:1
MAXIMUM INPUT SPEED (RPM)	6000
DEGREE OF PROTECTION (IP)	IP65
EFFICIENCY AT NOMINAL TORQUE (%)	93 - 97
CUSTOM VERSIONS AVAILABLE	Yes

Figura 148: Dados do fabricante *Parker* para o redutor planetário "Mid Precision Inline Helical Planetary Gearheads – PX Series/Gen II Stealth". (Parker 2018)

Podemos concluir que a razão de transmissão 1:60 não existe padronizada. É possível a construção personalizada desde sistema, mas com um custo superior. Após uma análise das razões de transmissão disponíveis, verifica-se que a razão de 1:70 é conveniente em todos os sentidos.

Se ajustarmos o *driver* do motor para obter um binário de 1,41 Nm ou 200 oz-in de 0 a 600 RPM, com o redutor de 1:70 teoricamente teremos um binário à saída do redutor, de 98,7 Nm.

Este valor está perigosamente acima do valor máximo admissível para o extrusor (80 Nm). Outro problema é a corrente aplicada ao motor para obter o binário de 1,41 Nm que como podemos ver na imagem 148, esta próxima da corrente máxima admissível que é recomendada pelo fabricante (4,3 A/fase).

Visto que os valores estão demasiado acima dos padrões, devemos de controlar no *driver* a corrente aplicada ao motor para valores mais baixos (benéfico).

Se considerarmos que idealmente a potência motora tem de ser igual ou inferior a 67 W e aplicando a lei da potencia para a velocidade máxima de 10 RPM obtemos um binário a saída do redutor de 64 Nm. Este valor está dentro dos limites de segurança do extrusor.

Desta forma obtemos um binário motor teórico de 0,91 Nm ou então, aproximadamente 1 Nm ou 150 oz-in.

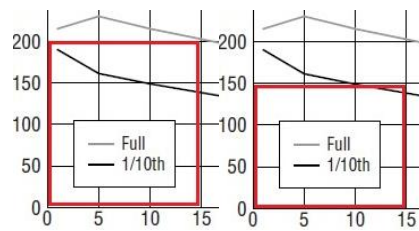


Figura 149: A esquerda, binário motor de 1,41Nm e a direita, 1Nm.

Da figura anterior podemos concluir que o motor será teoricamente capaz de induzir 70 Nm de torção pura para o veio de entrada da transmissão do extrusor.

Se considerarmos a ineficiência máxima do redutor, assumida pelo fabricante, verificamos que 7% da potencia transmitida será dissipada no redutor. Isto significa que para os 67 W de potência motora, 4,7 W são perdidos no redutor.

Recorrendo novamente à equação:

$$P_{motor} \leq 0,8 * P_{carga\ max.\ adm.} + P_{redutor}$$

$$P_{motor} \leq 67 + 4,7 = 71,7\ W$$

Assim, tendo em conta a nova potência, obtemos então o binário motor:

$$P_{motor} = T_{motor} * \frac{2 * \pi}{60} * RPM (=) 71,7 = T_{motor} * \frac{2 * \pi}{60} * 600 (=) T_{motor} = 1,14\ Nm$$

E o binário a saída do redutor final é de:

$$T_{saída\ do\ redutor} = 74,2\ Nm \leq 80\ Nm (T_{max.\ para\ o\ extrusor})$$

Assim fica concluído o dimensionamento e a escolha do motor elétrico e o respetivo redutor planetário, que é responsável por animar o sistema aqui desenvolvido.

Sabemos que o motor é teoricamente capaz de aproveitar ao máximo as capacidades máximas de carga do extrusor. No caso de ser puxado ao limite, o binário desenvolvido pelo motor pode mesmo superar a capacidade de carga do sistema de extrusão e tal deverá de ser evitado com a calibração da corrente fornecida pelo *driver* do motor.

Consequentemente, resta apenas recalcular tudo novamente com os dados em falta e assim, verificar o comportamento de resposta do motor (ficando a sugestão para trabalhos futuros).

Outro aspeto importante, é que, como podemos verificar no início do dimensionamento do motor, a curva característica adotada foi a curva *FullStep*.

Esta foi adotada para retirar o máximo de binário do motor. No entanto, dado que pretendemos que o motor trabalhe a baixas velocidades, a não utilização de *microstepping* no *driver* que controla o motor revela-se problemática.

A rotação do motor em passos inteiros a baixas velocidades, provoca fenómenos de ressonância, salto de passos, dessincronismo e sobre elongações.

Resumidamente, a utilização de *microstepping* melhora a suavidade de funcionamento e por isso mesmo, numa fase futura deste trabalho, o motor deverá de funcionar com micro passos.

Em suma, o motor aqui selecionado é da *Electromate* e corresponde ao motor passo a passo, modelo HT23-401 com ligações em paralelo.

Para o redutor, foi selecionada uma transmissão planetária do fabricante *Parker* da série PX para um motor NEMA 23, razão de transmissão 1:70 e um binário nominal de 80 Nm.

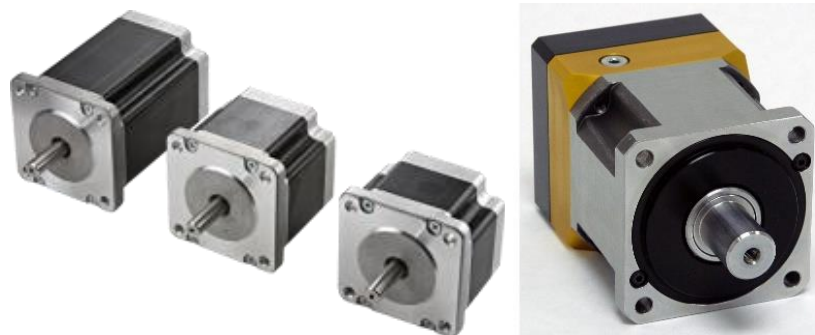
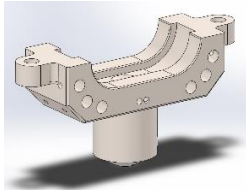
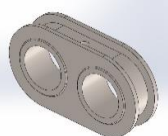
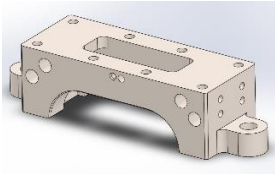
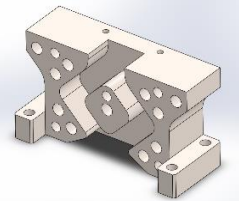
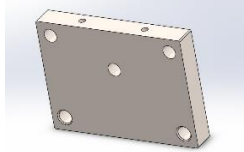
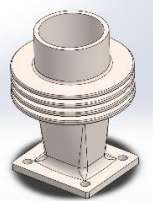


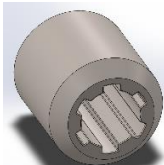
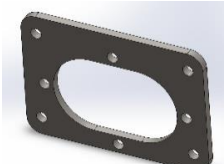
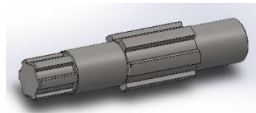
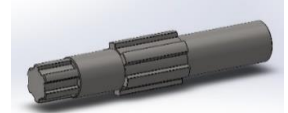
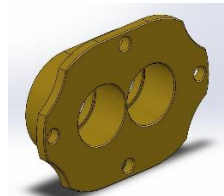
Figura 150: A esquerda, motores NEMA 23 da *Electromate* e a direita, redutor planetário da *Parker PX series*.

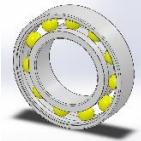
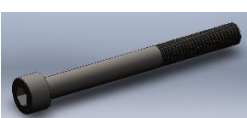
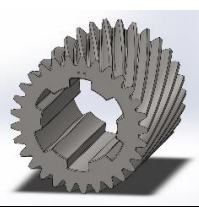
Uma vez definido o controlador, os contadores, os elementos de aquecimento, os sensores e as fontes de potencia (aquecimento e motor), concluímos o projeto preliminar (Versão Mk4) do extrusor de *pellets* para aplicações de fabrico aditivo ou bombeamento de termoplásticos.

Segue-se uma tabela com todos os componentes e elementos que compõem até ao momento o extrusor:

Nº	Qt.	Descrição	Imagem
1	1	Bocal de 1.2mm de diâmetro com rosca M6 (Aço endurecido).	
2	1	Corpo inferior. Mandíbula inferior onde o bocal rosca (Aço H13 ou superior).	
3	20	Parafuso de bloqueio das resistências ISO 4027 – M3 x 4N (Standard).	
4	2	Bolachas. Apoios dos rotores e dos casquilhos (aço H13 ou superior).	
5	4	Casquilhos da chumaceira estática (PBI ou bronze).	

6	1	Rotor A, da esquerda (Aço H13 ou superior).	
7	1	Rotor B, da direita (Aço H13 ou superior).	
8	1	Corpo superior. Mandíbula superior onde é acoplado o permutador estático (Aço H13 ou superior).	
9	2	Parafuso de fixação da bomba ao chassi ISO 4762 M6 x 40 – 40S (Standard).	
10	4	Parafuso de fixação do permutador a mandíbula superior ISSO 4762 M4 x 20 - 20	
11	1	Permutador estático (Aço H13 ou superior).	
12	2	Parafuso de fixação do permutador ao chassi ISO 4762 M6 x 40 – 40S (Standard)	
13	1	Tampa do permutador (Aço H13 ou superior).	
14	5	Parafuso da tampa do permutador ISO 4762 M5 x 16 – 16S (standard)	
15	1	Funil (Aço inox 304 ou superior).	
16	4	Parafuso de fixação do funil ao permutador ISO 7380 M3 x 10 – 10S (Standard).	

17	1	Chassi mk5 (Chapa de aço de alta resistência, 5mm de espessura de construção soldada).	
18	1	Bolacha/flange do chassi (Bronze).	
19	4	Parafuso de fixação da bolacha do chassi ao chassi ISO 4762 M4 x 16 – 16S (Standard).	
20	2	Rolamentos do chassi, SKF WBB – 18712 (Standard)	
21	2	Conectores estriados (Aço H13 ou superior)	
22	2	Tampas da transmissão (Chapa de aço de alta resistência de 5mm de espessura).	
23	1	Veio estriado A, não motor (DIN: 36NiCrMo16 ou superior).	
24	1	Veio estriado B, motor (DIN: 36NiCrMo16 ou superior).	
25	2	Bolachas/flanges da transmissão (Bronze ou aço de construção).	
26	8	Parafuso de fixação da bolacha a tampa da transmissão ISO 4762 M6 x 20 – 20S (Standard).	

27	8	Fêmea do parafuso anterior ISO 4034 M6 – S (Standard).	
28	8	Rolamento de apoio da transmissão SKF W 61903 (Standard).	
29	4	Anel/espaçador exterior dos apoios da transmissão (CK45 ou qualquer outro aço convencional de construção).	
30	4	Anel/espaçador interior dos apoios da transmissão (CK45 ou qualquer outro aço convencional de construção).	
31	4	Casquilho de encosto da engrenagem (CK45 ou qualquer outro aço convencional de construção).	
32	4	Tirantes da transmissão (CK45 ou qualquer outro aço convencional de construção).	
33	4	Parafuso de fixação da transmissão ao chassi ISO 4762 M6 x 60 – 24S (Standard).	
34	2	Engrenagens simétricas e com acoplamento corrigido, de dentado helicoidal com furo estriado ISO 14 (Aço para engrenagens de alta resistência com tratamento térmico).	
35	1	Capa, proteção leve que serve de barreira física entre o exterior e o extrusor (Chapa de aço de 1mm de espessura).	
36	4	Parafuso de fixação da chapa ao chassi ISO 4762 M3 x 6 – 6S (Standard).	
37	19 ou 29	Cartuchos de aquecimento da Dyze com alimentação de 24V e 60W de potência (Standard).	

38	4	Sensores de temperatura, termístor NTC da <i>Dyze</i> , sem invólucro.	
39	4	MOSFET de 25A ou mais, MOSFET HA210NO6.	
40	1	Controlador (a definir).	
41	1	Motor passo a passo, NEMA 23 da <i>Electromate</i> , modelo HT23-401	
42	1	Redutor planetário para NEMA 23 da <i>Parker</i> da série PX	

Seguem-se um conjunto de imagens renderizadas no SolidWorks, representativas do sistema final.



Figura 151: *Render* final do extrusor Mk4 completo (Frontal e traseira). Sem motor e redutor.

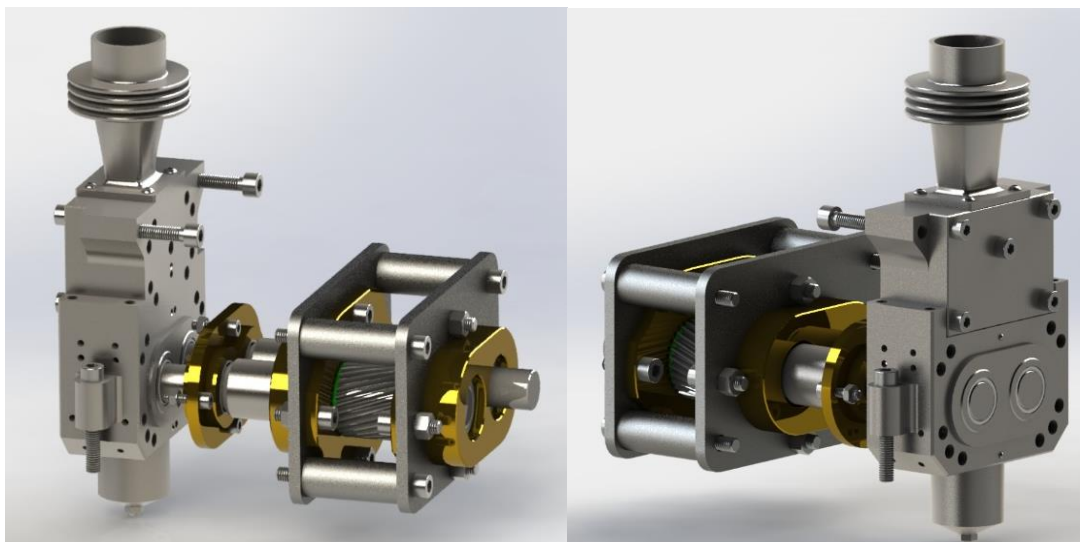


Figura 152: *Render* final do extrusor Mk4 sem chassi e capa (Traseira e frontal). Sem motor e redutor.

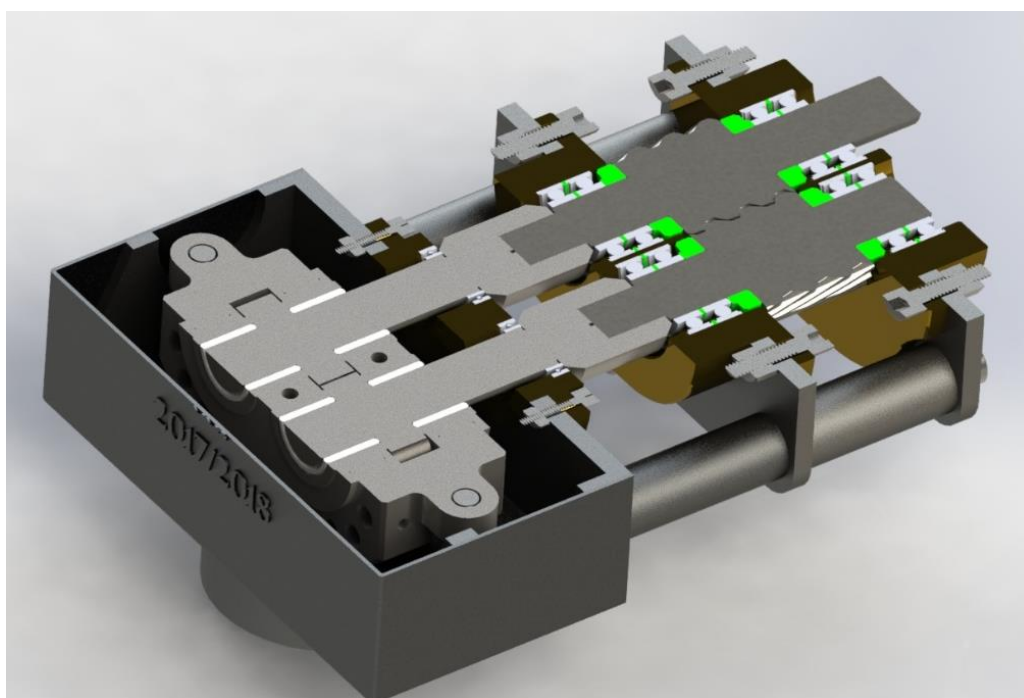


Figura 153: *Render* da seção transversal ao longo dos eixos de rotação. Sem motor e redutor.

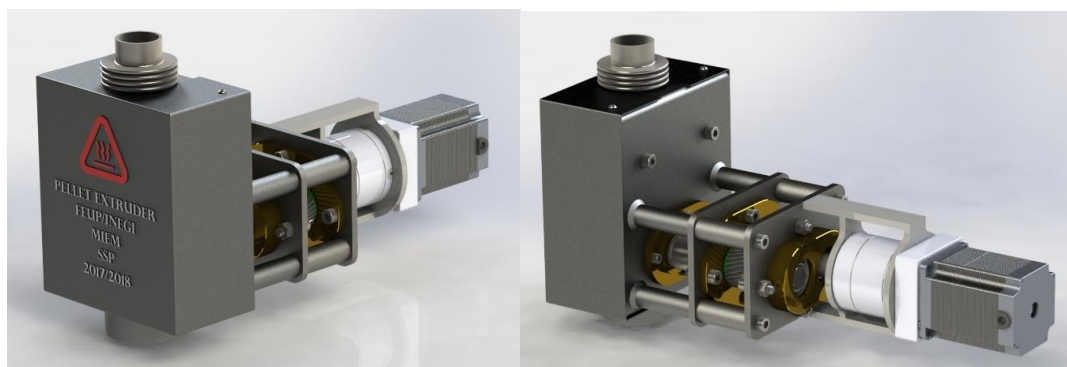


Figura 154: *Render* final do extrusor Mk4 completo (Frontal e traseira). Com motor e redutor.

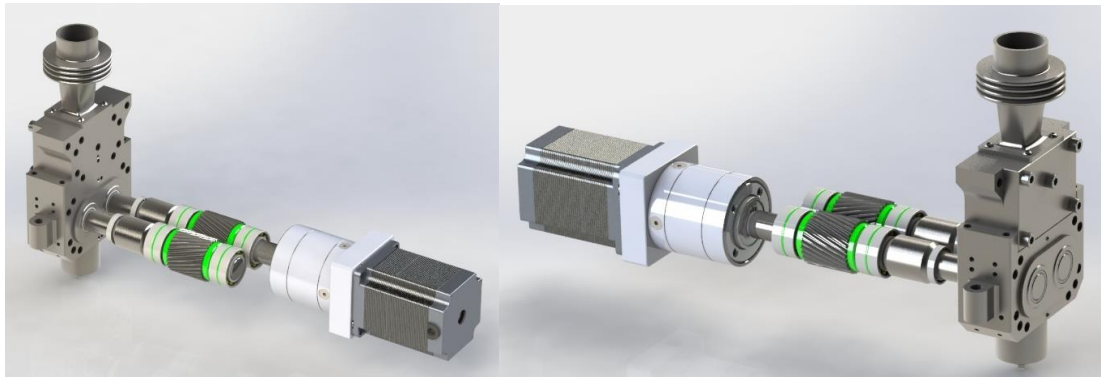


Figura 155: *Render* da linha de transmissão com o veio do moto-redutor acoplado em linha com o veio motor da transmissão.

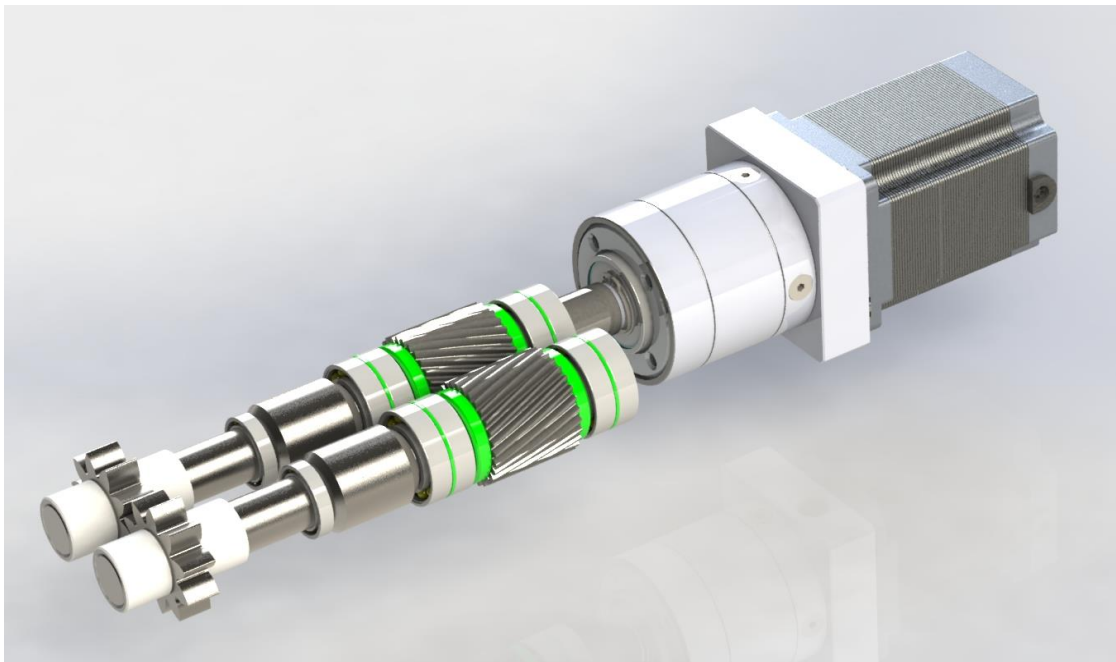


Figura 156: *Render* dos elementos de propulsão motora.

De seguida, são apresentadas as principais vistas do extrusor completo. Convém referir que o motor e o redutor aqui demonstrado é meramente representativo e não corresponde de forma alguma ao que foi selecionado nesta dissertação.

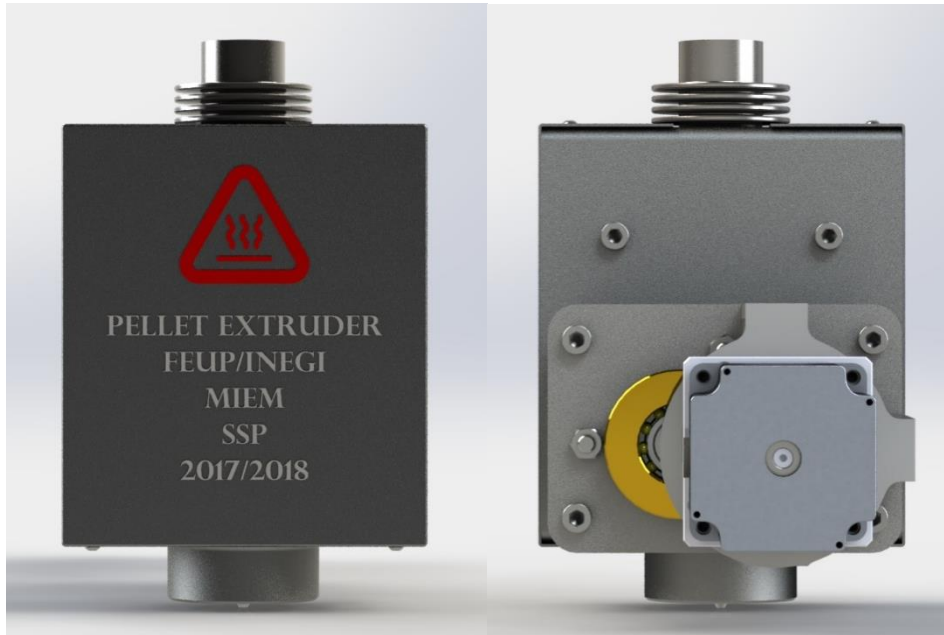


Figura 157: *Render* da vista frontal e traseira.

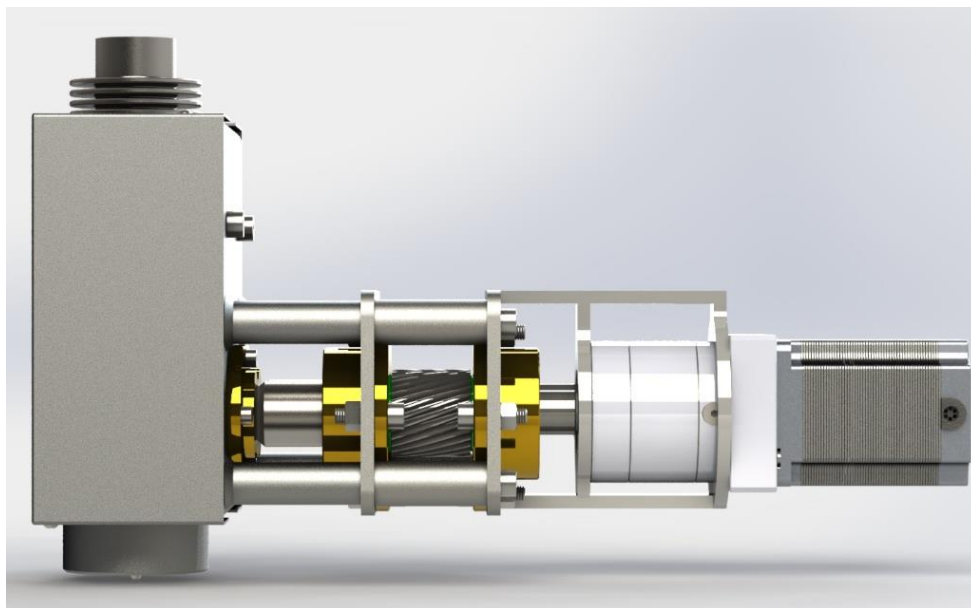


Figura 158: *Render* da vista lateral da direita.

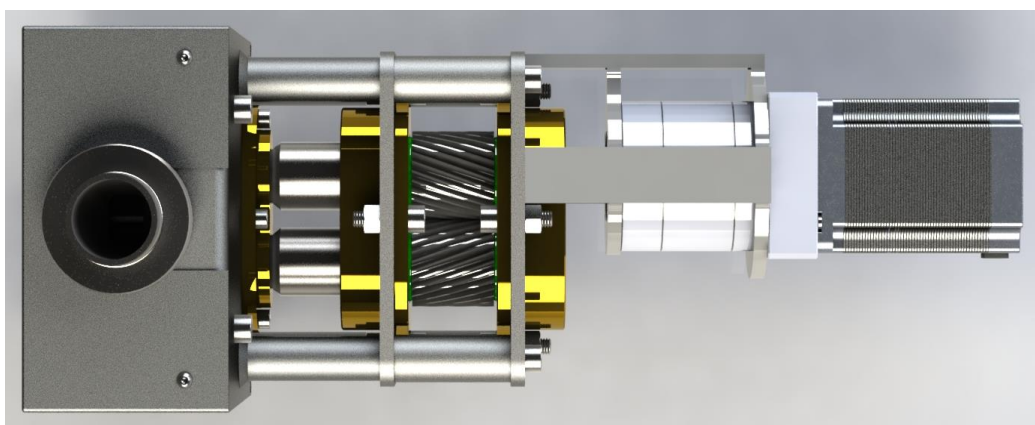


Figura 159: *Render* da vista superior.

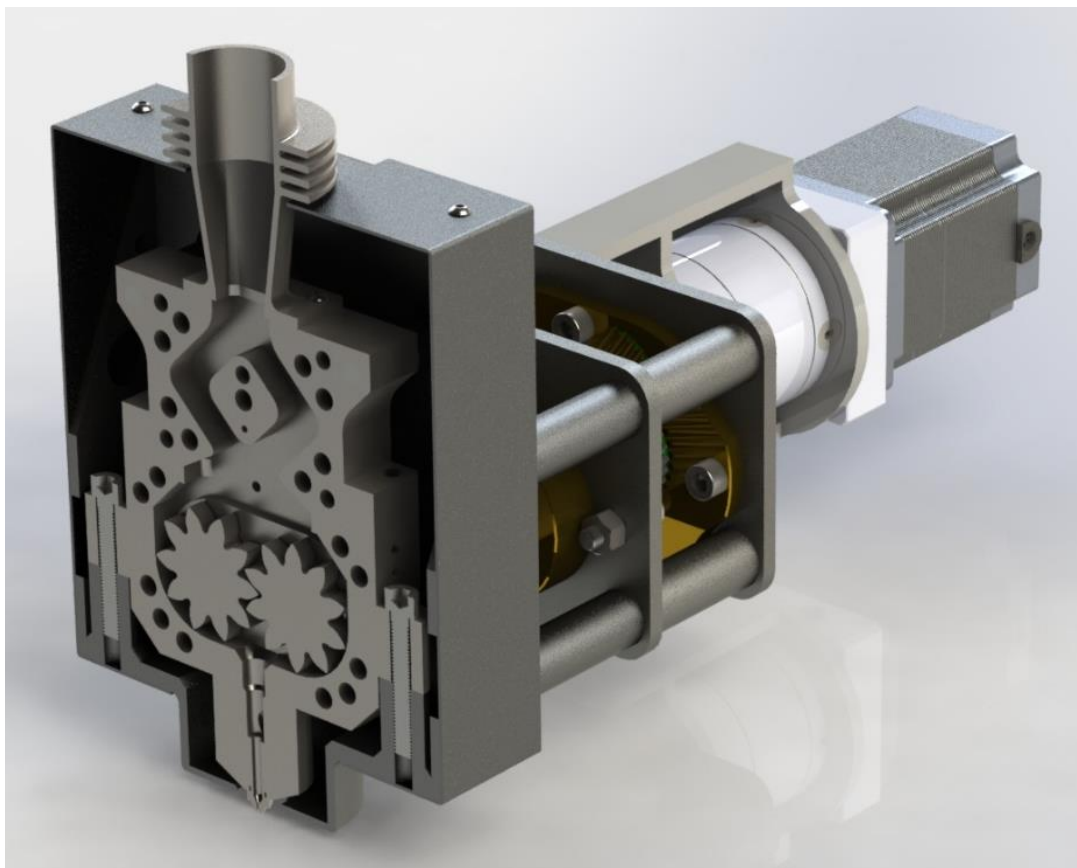


Figura 160: *Render* do corte transversal ao longo do escoamento.

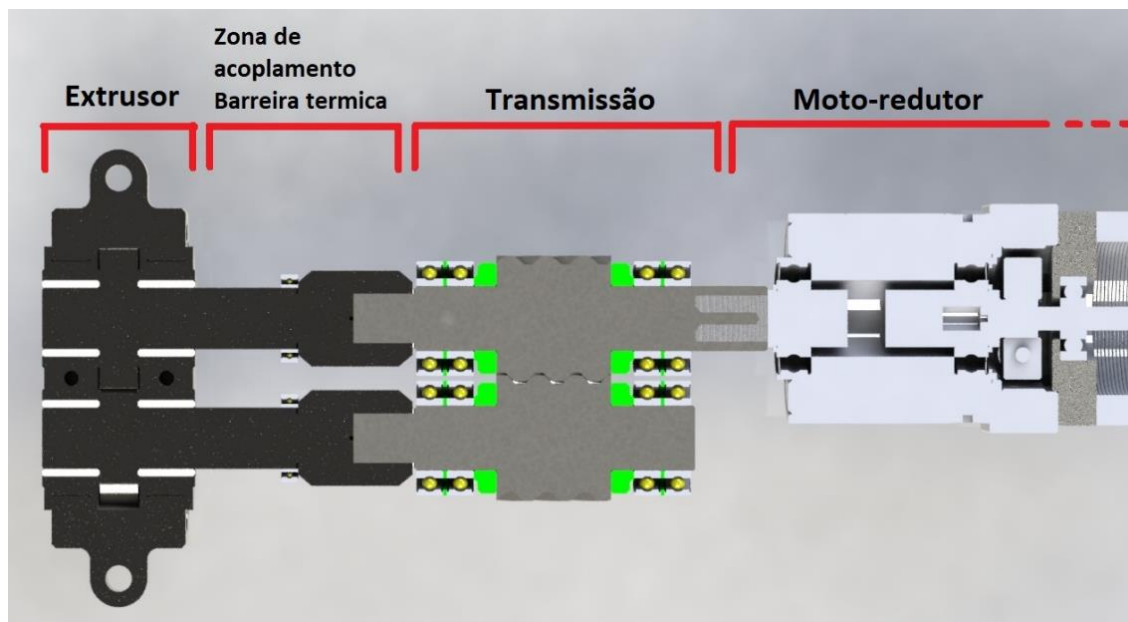


Figura 161: *Render* corte transversal ao longo dos veios, vista superior.

6 Conclusões e trabalhos a desenvolver no futuro

Nos últimos seis meses foi discutido, analisado, escolhido e desenvolvido um protótipo de um sistema mecânico para promover a extrusão de termoplásticos em matéria prima (*pellets*/grão), ao invés do tradicional sistema de filamento.

Tal como foi referido na fase inicial deste projeto, o objetivo principal consistia em desenvolver um sistema que não se baseasse nos tradicionais mecanismos de extrusão com recurso a um fuso ou tremonha. Ou seja, em primeira linha, o objetivo primordial desta dissertação consistia em desenvolver um sistema novo e que se apresentasse como uma alternativa ao único sistema de extrusão até então existente.

De facto, a construção de um extrusor de *pellets* ao invés da extrusão de filamento convencional permite reduzir significativamente o custo de produção através de fabrico aditivo de componentes construídos com termoplástico PEEK. Tendo em conta que cada bobine de filamento PEEK (1 kg) a ronda os 900 €, a utilização deste termoplástico é economicamente exigente. Para reduzir este custo (conseguindo-se passar dos 900 €/kg para os 300 €/kg, uma diferença relevante de 600 €), a solução consistiu maioritariamente em utilizar este material em bruto, ou seja, sem pós processamento (transformação em filamento).

Em resumo, o desenvolvimento de um extrusor de *pellets* foi fomentado pelo desejo de desenvolver algo inovador e uma solução alternativa para o mercado que, ao mesmo tempo, permitisse reduzir o custo de utilização do termoplástico PEEK.

Para satisfazer os objetivos pretendidos, na fase inicial do projeto (estado de arte) foi realizada uma pesquisa bibliográfica intensiva acerca dos mecanismos e ideias gerais para a extrusão de *pellets*. Após a seleção de um conjunto de soluções adequadas para a tarefa, foi realizada uma escolha criteriosa tendo em conta um conjunto de requisitos que se assumiram como os requisitos e os pressupostos base que todos os sistemas de extrusão aplicados ao fabrico aditivo com termoplásticos devem de garantir.

Depois de elencar cada um desses pressupostos, foi possível proceder à análise, comparação e discussão dos diferentes conceitos mecânicos, até se atribuir uma classificação geral por conceito. No final, procedeu-se à escolha do conceito mecânico que, de forma geral e pesadas todas as circunstâncias, reuniu a melhor classificação.

O conceito vencedor foi a bomba de engrenagens exteriores (sistemas óleo-hidráulicos) e o *Roots Blower* (compressor de dois fusos paralelos). Este conceito foi analisado de uma forma profunda para desenvolver ao máximo a melhor *performance* possível ainda na fase de arranque.

Concluiu-se, em resumo, que era necessário ter especial cuidado com o aquecimento do grão, pois que a entrada de grão ou de material termoplástico ainda no

estado sólido para o interior da bomba (rotores) causa o bloqueio e a sobrecarga do sistema. Assim, considerou-se a aplicação de um sistema de aquecimento auxiliar (permutador estático) para aquecer previamente o material e depois armazená-lo no estado líquido ou semilíquido para uma utilização futura (extrusão).

A partir da composição preliminar da estrutura do corpo da bomba, procedemos ao projeto de engenharia do sistema mecânico de extrusão de uma forma global. A linha de pensamento seguida no projeto é contrária ao que é normalmente adotado em projetos de engenharia uma vez que, dada a falta de informação existente (natural em conceitos tão inovadores quanto este) fomos obrigados a partir de pressupostos essencialmente empíricos.

Esses, permitiram definir as propriedades e as características da bomba e assim, obter algumas noções dinâmicas e geométricas do sistema. A partir das capacidades assumidas para a bomba, foi possível prosseguir com o projeto do sistema.

Neste sentido, o projeto teve em conta os principais elementos estruturais e mecânicos que requeriam forçosamente atenção e dimensionamento. Assim sendo, os elementos de bombagem (rotores), engrenagens, veios, elementos de aquecimento, sensorização e controlo, apoios e elementos estruturais (corpos e componentes) foram sujeitos a um dimensionamento criterioso. Desta forma e respeitando o trabalho aqui desenvolvido, é possível afirmar que o sistema projetado é funcional e fiável. Porém, também é necessário referir que este detém alguns elementos que, a meu ver, carecem de uma eventual revisão e estudo profundo no futuro, na medida em que este primeiro trabalho é apenas, conforme já referido, um ponto de partida.

Neste sentido, elenco de seguida alguns tópicos e ideias que considero importantes para trabalhos futuros.

Em primeiro lugar, refinar este sistema é da maior importância visto que o sistema de extrusão completo pesará mais de cinco quilos. É uma massa considerável tendo em conta as capacidades que foram já definidas empiricamente e o tipo de máquinas no qual este irá operar. Assim, em primeira instância será necessário proceder à otimização estrutural do sistema numa tentativa de garantir uma maior leveza do mesmo. Como o sistema além de pesado está “volumoso” seria também interessante conseguir uma redução do seu tamanho pois este fator (em conjugação com a “leveza”) iria potenciar que o sistema pudesse ser usado amplamente em máquinas de calibre inferior. Isto irá aumentar a sua procura no mercado, por parte de um maior número de utilizadores e de sistemas.

Em segundo lugar, é necessário reduzir a pulsação e otimizar os rotores. Apesar de terem sido aplicadas medidas para reduzir a pulsação do sistema, esta idealmente deveria de ser totalmente eliminada ou nessa impossibilidade, apresentar um valor insignificante. Só assim é possível obter a melhor qualidade de impressão.

A otimização dos rotores é o passo lógico para a evolução deste protótipo e assim sendo, este deve de ser abordado com o maior cuidado e atenção possíveis. Em suma: o estudo do escoamento, (com vista à redução da pulsação), uma maior capacidade cúbica num formato mais compacto, a minimização do arrasto de material ou atritos viscosos e mecânicos, o aumento do transporte de material e o impedimento da ocorrência de cavitação. Estes são alguns dos aspetos que terão de ser obrigatoriamente abordados e estudados no futuro, com vista a melhorar o desempenho da bomba.

Em quarto lugar, é necessário um estudo do escoamento, com recurso a conhecimentos científicos de mecânica dos fluidos. A construção de uma plataforma informática para a simulação do escoamento total também seria interessante, para testar e decidir quanto ao melhor circuito para o permutador e para a bomba, com especial atenção para o escoamento na zona de bombeamento (parágrafo anterior) e para o circuito do permutador estático. O estudo térmico terá, igualmente, de ser parte integrante da simulação da mecânica de fluídos. Perceber de forma científica e objetiva o aquecimento do material ao longo do circuito do extrusor é muito importante, pois este permitirá perceber onde são os pontos fracos e críticos ao longo do escoamento (por exemplo, na determinação de zonas de estagnação, com material preso a circular infinitamente no interior da bomba). Estes são fenómenos que favorecem a degradação interna do fluído a longo prazo e têm idealmente de ser eliminados ou minimizados.

Em quinto lugar, o estudo dos materiais. Neste trabalho foram considerados aços convencionais para a construção do extrusor. Porém, em trabalhos futuros, seria conveniente estudar de uma forma mais profunda cada elemento mecânico sujeito a temperaturas elevadas para assim escolher o melhor material para a aplicação. No nosso caso, o material aconselhado foi um aço de trabalho a quente como é o caso do aço H13. (Bucorp 2018) (Cindasdata 2018)

Convém também sublinhar que elementos como os rotores poderiam (com o estudo completo da mecânica dos fluídos e da forma otimizada para a aplicação) ser construídos em titânio. Este material permitiria reduzir consideravelmente as dimensões do sistema e assim reduzir ainda mais o peso aumentando, ao mesmo tempo, a resistência a temperatura máxima de serviço. Por outro lado, o titânio também seria o material por defeito para a extrusão de PEEK medicinal. A sua não reatividade aliada às excelentes propriedades mecânicas a elevadas temperaturas e biocompatibilidade garantem um sistema de extrusão livre de contaminantes e seguro para aplicações médicas. (Wang Dan, et al. 2014)

Em sexto lugar, um ponto a melhorar seria de igual modo a transmissão do extrusor. Apesar de esta estar devidamente dimensionada para a aplicação presente, continua a ser demasiado pesada para a aplicação desejada. Depois de determinar experimentalmente o binário máximo de bombagem (com recurso a este protótipo), a transmissão teria de ser dimensionada para 1,2 a 1,5 vezes o binário máximo. Para o desenvolvimento da transmissão dedicada, a lubrificação desta é imperativa e não poderá de forma alguma ser menosprezada como foi neste caso. A lubrificação irá garantir a durabilidade do sistema e uma maior eficiência de transmissão de potência.

A não utilização de lubrificação na transmissão aqui desenvolvida deve-se à política adotada para o projeto deste sistema. Tendo em conta a leveza e a simplicidade do sistema, a lubrificação foi inevitavelmente omitida. No entanto, no futuro, esta terá de ser considerada e estudada.

Paralelamente ao dimensionamento da transmissão, cumpre igualmente apontar a necessidade de apoios corretamente projetados e mais compactos e leves visto que estes elementos contribuem significativamente para a massa total da transmissão. Apesar de se tratar de um mecanismo auxiliar, a transmissão é da maior importância visto que, sem esta o sistema não poderá ou não irá funcionar corretamente.

Em sétimo lugar: automação. A nível de controlo e de instrumentação não existe muito mais para além do que foi referido até agora. No futuro, poderia ser desenvolvida uma plataforma digital de controlo e comando do extrusor eficiente e profissional. Porém, considera-se que esta não será a maior das prioridades. Uma vez construído o

protótipo, será necessário conduzir um conjunto de testes e exercícios para obter informação acerca do sistema e assim impor ou ajustar o comportamento do funcionamento do extrusor, no próprio controlador. O desenvolvimento e o dimensionamento completo a nível de automação e de controlo deste sistema, só poderá, contudo, ser realizado quando este sistema estiver implementado fisicamente.

Em oitavo e último lugar, é preciso atender ao desempenho do motor. O motor aqui dimensionado é sem dúvida uma plataforma que explora na totalidade as capacidades máximas do sistema extrusor, dentro dos seus próprios limites físicos. Porém, o desempenho do motor para a aplicação desejada é desconhecido.

Face a tudo o que foi exposto, conclui-se de forma geral que foram respeitadas todas as exigências e objetivos desta dissertação, com a indicação de que (pelos motivos já explanados) este sistema carece naturalmente de um estudo de otimização.

Tendo em conta o desempenho máximo definido empiricamente para o extrusor (velocidades e débitos) é possível constatar que o sistema tem uma massa considerável e que a miniaturização e redução do peso é a prioridade número um para o futuro. Apesar do cuidado aplicado na fase de projeto em reduzir, na medida do possível, o peso deste sistema, a existência de sistemas auxiliares como o permutador e a transmissão correspondem a elementos estruturais e mecânicos robustos e pesados por natureza. Assim, no futuro será necessário proceder a uma otimização e ao refinamento quer da transmissão quer do permutador.

Além da miniaturização (aplicável em máquinas de pequenas dimensões e a um maior número de utilizadores), questões estéticas e ergonómicas do sistema têm igualmente de ser consideradas e avaliadas para assim se apresentar o sistema com um visual e desempenho *premium*, sobretudo se for adotada uma política de comercialização.

Assim, concluo que, o resultado final do trabalho desenvolvido nesta dissertação é positivo e satisfatório. Não só foram cumpridos todos os objetivos como também foram em alguns casos excedidos parte dos pressupostos, através da consideração de um dimensionamento cauteloso. Todos os critérios e restrições foram cumpridos e considerados, nomeadamente durante a fase de projeto. Assim sendo, o protótipo aqui desenvolvido apresenta-se como uma excelente plataforma ou ponto de partida para a realização de melhoramentos e estudos futuros do mesmo sistema ou de sistemas semelhantes para o fabrico aditivo com termoplásticos em grão (*pellets*).

A data, 21 de Fevereiro de 2018.

Referências

- 3D hubs. (2018a). <https://www.3dhubs.com/what-is-3d-printing>.
- 3D hubs. (2018b). <https://www.3dhubs.com/knowledge-base/introduction-fdm-3d-printing>.
- 3D Printing Industry. (2018). <https://3dprintingindustry.com/news/what-can-we-3d-print-with-graphene-filament-56303/>.
- 3ders.org. (2018a). <https://www.3ders.org/articles/20170608-verbatim-launches-bvoh-new-water-soluble-support-material-for-3d-printing.html>.
- 3ders.org. (2018b). <http://www.3ders.org/articles/20170821-prusa-software-update-makes-3d-printing-water-soluble-supports-easier-than-ever.html>.
- 3ders.org. (2018c). <https://www.3ders.org/articles/20160908-peek-3d-printing-material-shows-promise-for-auto-manufacturing-sector.html>.
- 3Dprint.com. (2018a). <https://3dprint.com/182217/3d-hubs-trends-q3-2017/>.
- 3Dprint.com. (2018b). <https://3dprint.com/116658/wilson-3d-files-machine-gun/>.
- 3Dprintingforbeginners.com. (2018). http://3dprintingforbeginners.com/imaker3d-com-au-glow_indark_filament/.
- Adrienne S. Lavine, David P. Dewitt, Frank P. Incropera, e Theodore L. Bergman. (2002) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer - 7th edition*. John Wiley & Sons, Inc.
- AIM3D. AIM3D. (2018). <http://www.aim3d.de/en/products/exam-255/>.
- all3Dp. (2018). <https://all3dp.com/1/best-free-3d-printing-software-3d-printer-program/>.
- Aniwaa. (2018). <https://www.aniwaa.com/blog/2-5d-3d-4d-5d-printing-five-dimensions-3d-printing-explained/>.
- Apium. (2018). <https://apiumtec.com/en/apium-blog/rapid-manufactured-peek-for-the-chemical-process-industry>.
- ASME setting the standard. (2018). <https://www.asme.org/career-education/articles/career-and-education/3d-printing-engages-students-stem>.
- AZO Materials. 2018. <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=1882>.
- Barnatt, Christopher. (2016) *3D Printing Third Edition*. Explainingthefuture.com.
- Blogspot. (2018). <http://algumascurvasplanas.blogspot.pt/2014/12/a-epicicloide.html>.
- Boots Industries. (2018). <http://bootsindustries.com/tag/fdm/>.

- “Bucorp.” (2018). http://www.bucorp.com/media/H13_data_sheet_09032013.pdf.
- Business Wire*. (2018). <https://www.businesswire.com/news/home/20140915005430/en/Autodesk-Local-Motors-Collaborate-Spark-3D-Platform>.
- “Cindasdata.” (2018). <https://cindasdata.com/products/docs/hpad/hpad-example-h13.pdf>.
- ColdFusionTV - Youtube*. (2018). <https://www.youtube.com/watch?v=s1fOdPrnPog>.
- ComputerWorld*. (2018a). <https://www.computerworld.com/article/3155102/emerging-technology/mit-creates-3d-printed-graphene-thats-lighter-than-air-10x-stronger-than-steel.html>.
- ComputerWorld*. (2018b). <https://www.computerworld.com/article/3112144/3d-printing/stratasys-unveils-mega-robotic-3d-printers-to-build-large-parts.html>.
- Design Engineering*. (2018). <https://www.design-engineering.com/multi-material-voxel8-world%E2%80%99s-first-electronic-printer-132775/>.
- Diabase*. (2018). <https://flexionextruder.com/how-does-the-flexion-extruder-compare-to-other-flexible-filament-extruders/>.
- diy3dprinting*. (2018). <http://diy3dprinting.blogspot.pt/2015/04/3d-printed-antenna-knowledge-base.html>.
- Drake Plastics Ltd. Co*. (2018). <https://drakeplastics.com/peek/>.
- Dynacast - Solutions made solid*. (2018). <https://www.dynacast.com/the-mim-process>.
- Dyze Design*. (2018b). <https://dyzedesign.com/>.
- Dyze Design*. (2018a). <https://dyzedesign.com/2016/11/printing-300-mm-s-part-2-calculations/>.
- E3D - Online*. (2018). <https://e3d-online.com/>.
- Electromate - Robotics and Mechatronics Solutions*. (2018). <https://www.electromate.com/nema-frame-step-motors.html>.
- Engineering Stack Exchange*. (2018). <https://engineering.stackexchange.com/questions/2802/reading-stepper-motor-datasheets-to-get-torque-and-speed>.
- Engineering.com*. (2018). <https://www.engineering.com/3DPrinting/3DPrintingArticles/ArticleID/15160/New-Technology-Uses-CNC-to-Drop-Metal-3D-Printing-Costs.aspx>.
- Engineers Edge*. (2018). https://www.engineersedge.com/plastic/plastic_material/polyetheretherketone-peek-plastic.htm.
- first monday*. (2018). <http://firstmonday.org/ojs/index.php/fm/article/view/4271/3738>.
- Fluorocarbon*. (2018). <http://www.fluorocarbon.co.uk/news-and-events/post/25/what-makes-plastic-high-performance>.
- Geckodrive Motor Controls*. (2018). <http://www.geckodrive.com/support/step-motor-basics.html>.

- Gonzálvez, Antonio José Besa, Eugenio Giner Maravilla, Juan José Ródenas García, José Enrique Tarancón Caro, e Francisco José Valero Chuliá. (2003) *Componentes de Máquinas - Fatiga de alto ciclo (Problemas y ejercicios resueltos)*. Pearson/Prentice Hall.
- Graphene-info. (2018). <https://www.graphene-info.com/graphene-3d-printing>.
- Harmonic Drive. (2018). <http://www.harmonicdrive.net/>.
- Henri Cholet, Eric Vandenbroucke. (2002) Progressive-cavity pump with composite stator and manufacturing process. Patente US6336796 B1.
- Hod Lipson, e Melba Kurman. (2012). *Fabricated: The New World of 3D Printing*.
- Holland Applied Technologies. (2018). <https://hollandaptblog.com/2014/03/12/what-is-pump-shear-and-what-can-we-do-to-minimize-it-in-sanitary-pumps/>.
- Instituto de Ciência e Tecnologia de Polímeros. (2018). <http://www.ictpol.com/pt/pt-pag3.htm>.
- Journal of Brief Ideas. (2018). <http://beta.briefideas.org/ideas/ae254dc0e368a1b2b87b4047109f9b59>.
- JVL. (2018). <http://www.jvl.dk/865/worm-gears>.
- Kishimoto, Katsuji. (1994) Gear pump for non-newtonian fluid. Patente US5312236 A.
- Leistritz. (2018). <http://www.leistritzcorp.com/index.cfm>.
- LM labs. (2018). <https://launchforth.io/localmotors/strati-the-worlds-first-3d-printed-car/latest/>.
- Lobe Pumps. (2018). <http://www.pumpschool.com/principles/lobe.asp>.
- MakeitFrom.com. (2018). <https://www.makeitfrom.com/compare/6061-AlMg1SiCu-3.3214-H20-A96061-Aluminum/Polyetheretherketone-PEEK>.
- Marine Engineering. (2018). <https://ankitkumarsinghbt21.blogspot.pt/2016/11/marine-pumps-1.html>.
- Markforged. *Markforged*. (2018). <https://markforged.com/>.
- Matterhackers. (2018). <https://www.matterhackers.com/news/how-to-use-support-material-part-1>.
- MDsolids. (2018). <http://web.mst.edu/~mdsolids/>.
- Mekanizmalar. (2018). <http://www.mekanizmalar.com/index.html>.
- Metal powder report. (2018). <https://www.materialstoday.com/metal-procesing/news/3d-printed-pm-filled-filaments-could-replace-mim/>.
- Metal, Desktop. *Desktop Metal*. (2018). <https://www.desktopmetal.com>.
- MicroPump. (2018). http://www.micropump.com/support_gear_pump_repeatability.aspx.
- MITcalc. (2018). http://www.mitcalc.com/index_pt.htm.
- Modern Machine Shop. (2018). <https://www.mmsonline.com/articles/a-quick-look-at-peek-machining>.
- Newcore Global PVT. Ltd. (2018). <http://www.newcore.net.in/product/injection-molding-machine/>.

- Optomec*. (2018). <https://www.optomec.com/>.
- Oriental motor*. (2018). <http://www.orientalmotor.com/stepper-motors/technology/speed-torque-curves-for-stepper-motors.html>.
- Parker*. *Parker*. (2018). <http://ph.parker.com/us/en/mid-precision-inline-helical-planetary-gearheads-px-series-gen-ii-stealth>.
- Pintstein*. (2018). <https://pintstein.wordpress.com/>.
- Pollen*. (2018). <https://www.pollen.am/>.
- Regele, Stephan. (2011). *Auslegung von Maschinenelementen Formeln, Einsatzipps, Berechnungsprogramme*. Madrid: Hanser.
- RepRap*. (2018). <http://reprap.org/>.
- RepRap.me*. (2018). <https://www.reprap.me/diamond-fullcolor-nozzle.html>.
- S. Ucer, e I. Celik. (1980). "Analysis of Flow Through Roots Blower Systems." *International Compressor Engineering Conference*.
- Saleem, Ahmed M. (2009). "Effect of tooth geometry on gear pump performance." *Tikrit Journal of Eng. Sciences - Vol. 16, N°4*.
- ScienceDirect*. (2018). <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0008622317302312>.
- Sculpteo*. (2018). <https://www.sculpteo.com/blog/2015/04/15/unusual-3d-printing-materials/>.
- Sculptify*. (2018). <http://www.sculptify.com/>.
- Serope Kalpakjian, e Steven Schmid. (2008). *Manufacturing Processes for Engineering Materials, 5th ed*. Pearson Education.
- Simplify3D*. (2018). <https://www.simplify3d.com/support/print-quality-troubleshooting/>.
- SKF* - *Bearing Calculator*. (2018). <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>.
- SKF*. (2018). <http://www.skf.com/group/splash/index.html>.
- Solidworks*. (2018). <http://www.solidworks.com/>.
- Spider Bot*. (2018). <http://www.spiderbot.eu/en/products/printer-kits-pb/spiderbot-v2-2-standard-kit.html>.
- Thermopedia*. (2018). <http://www.thermopedia.com/content/986/>.
- Thingiverse*. (2018). <https://www.thingiverse.com/thing:482873>.
- Titan Robotics*. (2018). <http://www.titan3drobotics.com/tag/pellet-extruder/>.
- Victrex*. (2018). <https://www.victrex.com/en/>.
- Victrex plc*. *Corporation*. "Victrex PEEK." (2018). https://www.victrex.com/~media/literature/en/material-properties-guide_us-4-20.pdf.
- ViscoTec*. (2018). <https://www.viscotec.de/pt-pt/>.

Wang Dan, Li Heng, Yang He, Ma Jun, e Li Guangjun. (2014). “Tribological evaluation of surface modified H13 tool steel in warm forming of Ti–6Al–4V titanium alloy sheet.” *Chinese Journal of Aeronautics*.

Wikipedia.org. (2018). <https://pt.wikipedia.org/wiki/Arquimedes>.

Xiaoyong Tian, Tengfei Liu, Chuncheng Yang, Qingrui Wang, e Dichen Li. (2016). “Interface and performance of 3D printed continuous carbon fiber reinforced PLA composites.” *Elsevier*.

Yasuhiro C/O Ebara Corporation Niimura, Ritsuo C/O Ebara Corporation Kikuta, Katsuaki C/O Ebara Corporation Usui,. (1989). Roots type rotary machine . Patente EP0308827 A2.

ZEUS. (2018). <https://www.meddeviceonline.com/ecomcenter/zeus>.

ZEUS PEEK. (2018). <https://www.zeusinc.com/materials/peek>.

ANEXOS

Seguem-se os seguintes documentos em anexo:

- Anexo A – MITcalc engrenagens da bomba/rotor
- Anexo B – MITcalc engrenagens da transmissão
- Anexo C – Dimensionamento à fadiga do veio do rotor
- Anexo D – Dimensionamento à fadiga do veio motor da transmissão
- Anexo E – Elementos de aquecimento da WatLow-Firerod

ANEXO A



Spur gearing, Helical gearing [mm/ISO]

i	Check lines:3.11;4.1;5.6;10.0;		Pinion	Gear
ii	☒ Project information			
Author ☒		Date ☒	Project No. ☒	
John Doe		28/11/2017	111-111	
File name				
Gear1_01.xls				
Project Name ☒				
Spur Gear				
Basic Info ☒				
Spur gearing: Beta=0; mn=3; b1=10; b2=10; z1=10; z2=10; n1=10; n2=10; i=1; P=0,05 [kW]				
Project Notes ☒				
Comments				

?

Input section

1.0 ☒ Options of basic input parameters

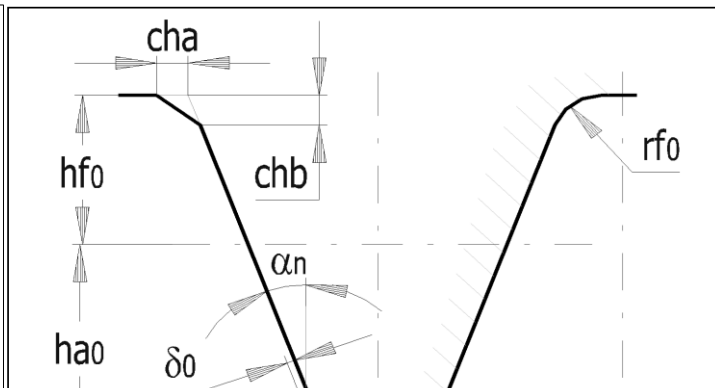
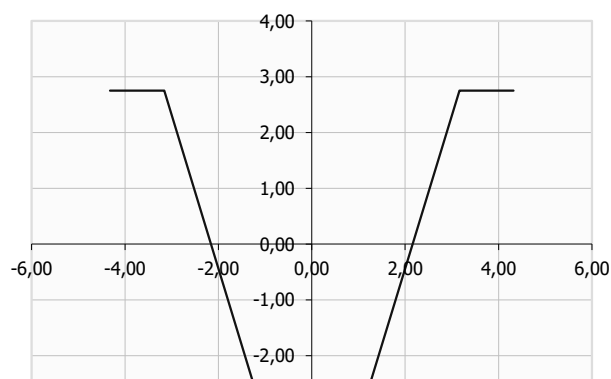
1,1 Transferred power	Pw [kW]	0,050	0,049	
1,2 Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	10,00	10,0	[/min]
1,3 Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	47,75	46,75	[Nm]
1,4 Transmission ratio / from table	i	1,000		
1,5 Actual transmission ratio / deviation	i	1,000	0,00%	

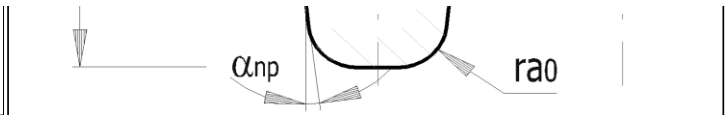
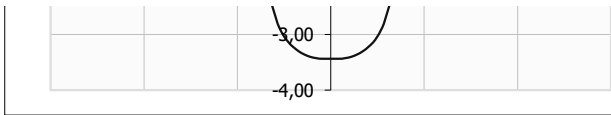
2.0 ☒ Options of material, loading conditions, operational and production parameters

2.1 Material identification according standard :	ISO		
2.2 Material of the pinion :	E,F...Alloy structural steel T2(683/7-70) (Rm=785 MPa) tooth face hard.		
2.3 Material of the gear :	E,F...Alloy structural steel T2(683/7-70) (Rm=785 MPa) tooth face hard.		
2.4 Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous		
2.5 Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous		
2.6 Type of gearing mounting	A. Double-sided symmetrically supported gearing - type 1		
2.7 Accuracy grade - ISO1328 Ra max v max	6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 15)		
2.8 Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00	
2.9 Desired service life	Lh	20000	[h]
2.10 Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,30	1,60
2.11 Automatic design			

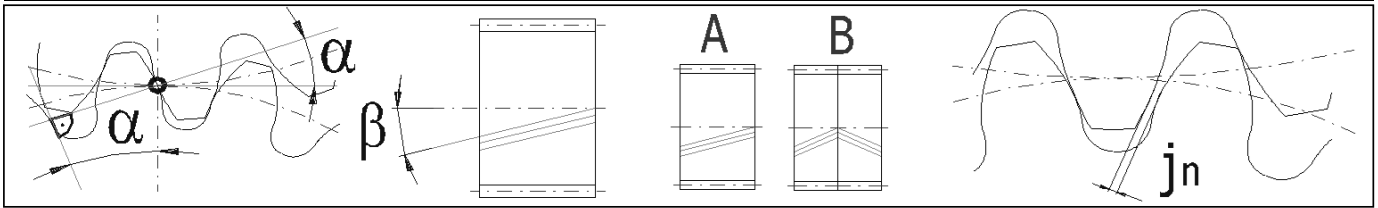
3.0 ☒ Parameters of the cutting tool and tooth profile

3.1 Standardized tool	1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25)		
3.2 Addendum of tool	ha0*	1,250	1,250 [modul]
3.3 Dedendum of tool	hf0*	1,000	1,000 [modul]
3.4 Fillet radius of tool	ra0*	0,380	0,380 [modul]
3.5 Root fillet radius of tool	rf0*	0,000	0,000 [modul]
3.6 Chamfer of root	cha*	0,000	0,000 [modul]
3.7 Chamfer of root	chb*	0,000	0,000 [modul]
3.8 Protuberance height	δ0*	0,000	0,000 [modul]
3.9 Protuberance angle	αnp	0,000	0,000 [°]
3.10 Min. unit head clearance	ca*min	0,2807	0,2807 [modul]
3.11 Unit head clearance	ca*	0,2500	0,2500 [modul]



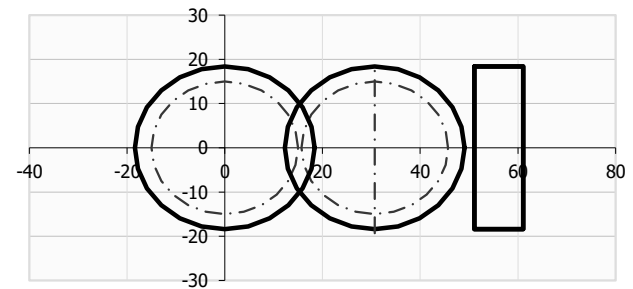
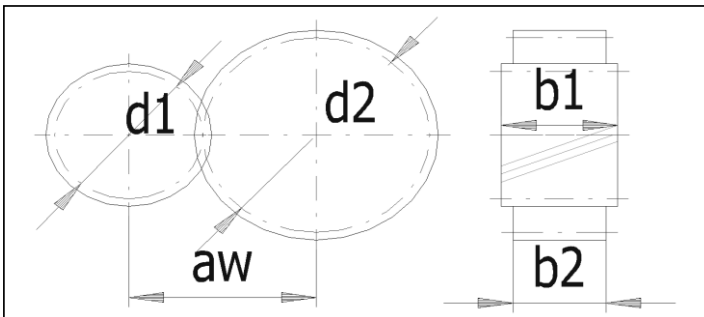


4.0 ☒ Design of a module and geometry of toothing



- 4.1 Number of teeth Pinion / Gear
- 4.2 Normal pressure angle
- 4.3 Base helix angle
- 4.4 Setting of the ratio of the width of the pinion to its diameter
- 4.5 The ratio of the pinion width to its diameter
- 4.6 Module / Standardized value
- 4.7 Reference diameter Pinion / Gear
- 4.8 Recommended width of gearing
- 4.9 Face width (Pinion / Gear)
- 4.10 Working face width
- 4.11 The ratio of the pinion width to its diameter
- 4.12 Working center distance
- 4.13 Approximate weight of the gearing
- 4.14 Minimum coefficient of safety

z	10	10	
α	20		[°]
β	0		[°]
$\Psi_d / \max$	1,05	< 1,1	
mn [mm]	3		[mm]
d1/d2	30,00	30,00	[mm]
	17,7 - 33		[mm]
b1/b2	10,00	10,00	[mm]
bw	10		☐ [mm]
$\Psi_d / \max$	0,33	< 1,1	
aw	30,692		[mm]
m	0,111		[kg]
SH / SF	0,54	0,97	



4.15 Normal backlash

- 4.16 - Recommended min. | max. value
- 4.17 - Selected normal backlash

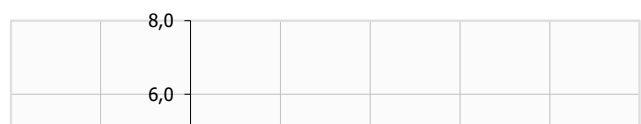
j _n	0,033	0,133	[mm]
	0,1000		[mm]

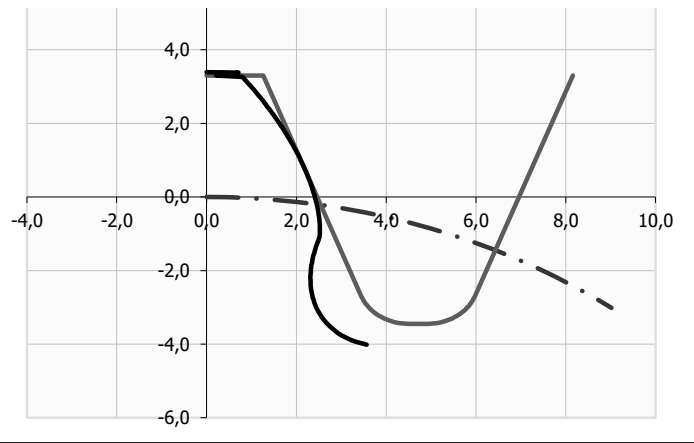
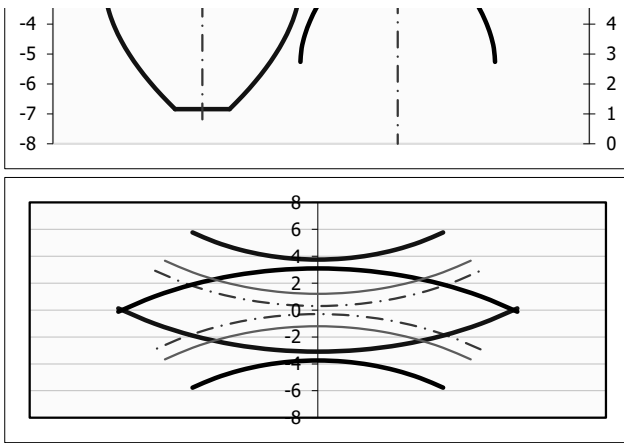
5.0 ☒ Correction of toothing (Addendum modification)

5.1 Types

- 5.2 - Permissible undercutting of teeth (min. value)
- 5.3 - Preventing undercutting of teeth (min. value)
- 5.4 - Prevents tapering of teeth (min. value)
- 5.5 Pinion addendum modification coefficient setting
- 5.6 Addendum modification coefficient Pinion / Gear
- 5.7 Sum of addendum modification coefficients | min. value
- 5.8 Transverse / Total contact ratio
- 5.9 Unit tooth thickness on the tip diameter
- 5.10 Specific sliding on tooth root
- 5.11 Specific sliding on tooth tip
- 5.12 Sum of all specific slidings
- 5.13 Safety coefficient for surface durability
- 5.14 Safety coefficient for bending durability
- 5.15 Display of tooth and tool turn for:

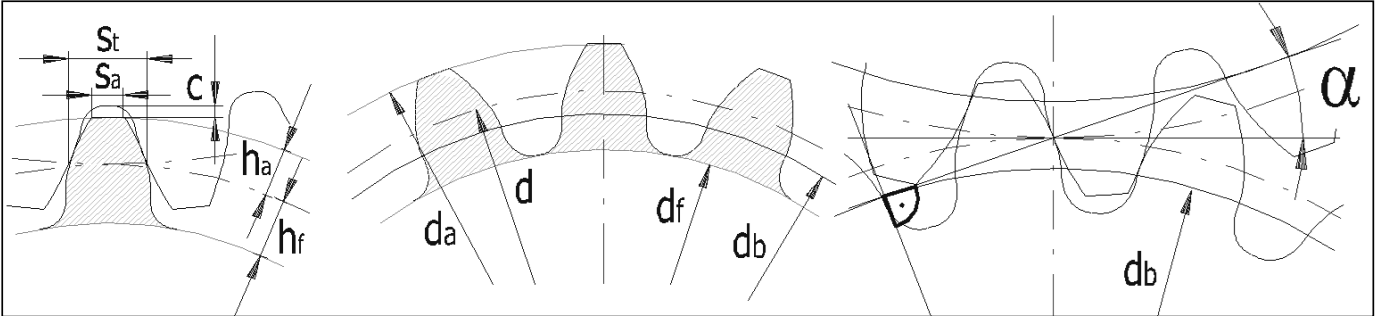
	0,400	0,400	$\Sigma =$	0,800
	0,700	0,700	$\Sigma =$	1,400
	0,777	0,777	$\Sigma =$	1,553
x	0,1000	0,1000		[modul]
Σx	0,2000	> -0,409		[modul]
$\varepsilon\alpha/\varepsilon\gamma$	1,3352	1,3352		
sa*	0,4741	0,4741		
$\vartheta A1/\vartheta E2$	-294,2983	-294,2983		
$\vartheta E1/\vartheta A2$	0,9966	0,9966		
Sum ϑ	590,5898			
SH	0,54	0,69		
SF	0,97	0,97		
	0			[°]





Results section

6.0 ☒ Basic dimensions of gearing



- 6.1 Number of teeth Pinion / Gear
- 6.2 Face width (Pinion / Gear)
- 6.3 Normal module
- 6.4 Transverse module
- 6.5 Circular pitch
- 6.6 Transverse circular pitch
- 6.7 Base circular pitch
- 6.8 Center distance (pitch)
- 6.9 Center distance (production)
- 6.10 Center distance (working)
- 6.11 Pressure angle
- 6.12 Transverse pressure angle
- 6.13 Pressure angle at the pitch cylinder
- 6.14 Transverse pressure angle at the pitch cylinder
- 6.15 Helix angle
- 6.16 Base helix angle
- 6.17 Tip diameter
- 6.18 Reference diameter
- 6.19 Base diameter
- 6.20 Root diameter
- 6.21 Operating pitch diameter
- 6.22 Addendum
- 6.23 Dedendum
- 6.24 Tooth thickness on the tip diameter
- 6.25 Tooth thickness on the tip diameter (transverse)
- 6.26 Tooth thickness on the pitch diameter
- 6.27 Tooth thickness on the pitch diameter (transverse)
- 6.28 Tooth thickness on the root diameter
- 6.29 Unit tooth thickness on the tip diameter
- 6.30 Unit correction
- 6.31 Total unit correction
- 6.32 Addendum modification coefficient
- 6.33 **Achieve the requested tip diameter with change the unit head clearance ca^* [3.11]**

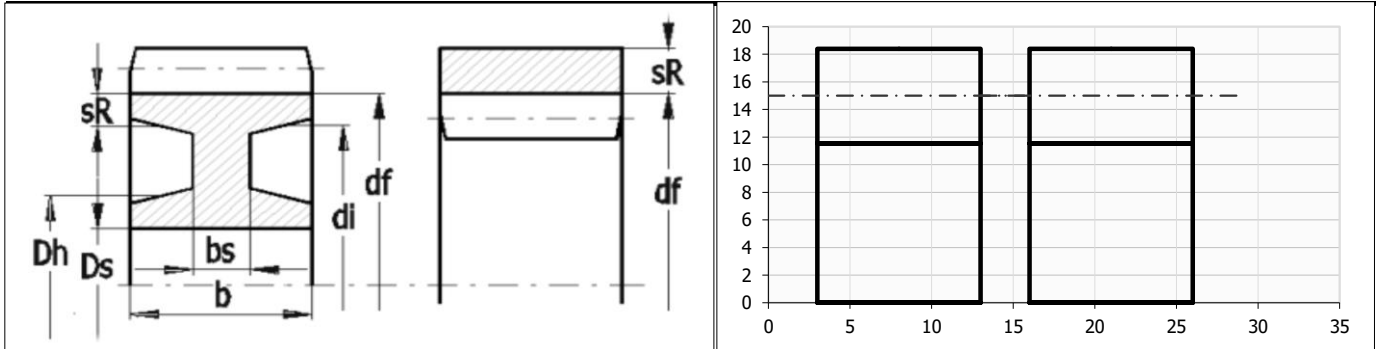
z	10	10	
b	10	10	[mm]
mn	3		[mm]
mt	3,0000		[mm]
p	9,425		[mm]
pt	9,425		[mm]
ptb	8,856		[mm]
a	30,0000		[mm]
av	30,6000		[mm]
aw	30,6920		[mm]
α	20,00		[°]
α_t	20,0000		[°]
α_{wn}	22,7211		[°]
α_{wt}	22,7211		[°]
β	0,00		[°]
β_b	0,0000		[°]
da	36,7840	36,7840	[mm]
d	30,0000	30,0000	[mm]
db	28,1908	28,1908	[mm]
df	23,1000	23,1000	[mm]
dw	30,5626	30,5626	[mm]
ha	3,3920	3,3920	[mm]
hf	3,4500	3,4500	[mm]
sna	1,4224	1,4224	[mm]
sta	1,4224	1,4224	[mm]
sn	4,9308	4,9308	[mm]
st	4,9308	4,9308	[mm]
sb	4,1410	4,1410	[mm]
sa*	0,4741	0,4741	[modul]
dY	-0,0307		[modul]
x1+x2	0,2000		[modul]
x	0,1000	0,1000	[modul]

6.34	Unit head clearance	ca*	0,2500	0,2500	[modul]
6.35	Tip diameter can be varied from-to	da min/max	35,28/36,6	35,28/36,6	[mm]
6.36	Requested tip diameter	da req	124,000	298,000	

7.0 ☒ Supplemental parameters of gearing

7.1	Number of teeth	z	10	10	
7.2	Virtual number of teeth of a helical gear	zn	10,000	10,000	
Minimum number of teeth:					
7.3	- Permissible undercutting	zmin1	14	14	
7.4	- Without undercutting	zmin2	17	17	
7.5	- Without tapering	zmin3	22	22	

8.0 ☒ Qualitative indices of gearing



8.1	Transverse contact ratio / overlap ratio	ϵ_α ϵ_β	1,3352	0,0000	
8.2	Total contact ratio	ϵ_γ	1,3352		

8.3 Definition of wheel dimensions

8.4	Recommended minimum diameter of the shaft	Ds _{min}	21,10	21,10	[mm]
8.5	Recommended minimum outer diameter of the hub	Dh _{min}	30,10	30,10	[mm]
8.6	Shaft diameter (max)	Ds _{max}	17,10	17,10	[mm]
8.7	Shaft diameter	Ds	0,00	0,00	☒ [mm]
8.8	Outer diameter of the hub	Dh	0,00	0,00	[mm]
8.9	Coefficient of gear unloading (0 - 100)	di/df	0%	0%	[%df]
8.10	Central web thickness in % of the gear width (20-100)	bs	100%	100%	[%b]
8.11	Gear rim thickness	sR	11,55	11,55	[mm]
8.12	Central web thickness	bs	10,00	10,00	[mm]
8.13	Gear weight	m	0,055	0,055	[kg]
8.14	Relative individual gear mass per unit face width	m*	3,1257E-03	3,1257E-03	[kg/mm]
8.15	Moment of inertia	J	6,2101E-06	6,2101E-06	[kg*mm ²]
8.16	Moment of inertia per unit face width	J*	6,2101E-01	6,2101E-01	[kg*mm ² /mm]
8.17	Reduced mass of gear set	mr _{red}	0,00156284		[kg/mm]
8.18	Peripheral speed on the pitch diameter	v vmax	0,02	< 15	[m/s]
8.19	Tangential load per unit tooth width	wt	312,47	312,49	[N/mm]
8.20	Resonance speed	nE1 [/min]	84309,68		[/min]
8.21	Resonance ratio / lower limit	N NS	0,000	0,850	
8.22	Approximate weight of the gearing	m	0,1108		[kg]
8.23	Efficiency of the gearing	μ	97,90%		

9.0 ☒ Coefficients for safety calculation

9.1 Setting the parameters for calculation

9.2	Dynamic factor KV (max. value)	KV _{max}	5,00	KV (B) ..2006	
9.3	Face load factor contact stress KHbeta (max. value)	KHβ _{max}	5,00	Calculation ISO6336-1(2006)	
9.4	Reversals of the load (factor YA)			Without reversals (YA=1)	
9.5	Calculation of "Work hardening factor ZW"			Automatic	
9.6	Tooth profile modification (KHalpa, KHbeta)			Optimum profile modification	
9.7	Oil type (ZL)			Synthetic oil	
9.8	Used / Recomendated lubricant viscosity	v50	531	531	☒ [mm ² /sec]
9.9	Tooth roughness (factor ZR)	Ra	Auto (0,4)	Auto (0,4)	[μm]
9.10	Roughness in the tooth root fillets (factor YR)	Ra	Auto (1,6)	Auto (1,6)	[μm]

9.11 Common for the gearing

9.12	Theoretical single stiffness	c'_{th}	11,872	[N/($\mu m \cdot mm$)]
9.13	Stiffness of a tooth pair (single stiffness)	c'	9,735	[N/($\mu m \cdot mm$)]
9.14	Meshing stiffness per unit face width	$c_{\gamma\alpha}$	12,182	[N/($\mu m \cdot mm$)]
9.15	Application factor	KA	1,000	
9.16	Dynamic factor	KV	1,000	
9.17	Number of cycles	NK	1,20E+07	1,20E+07

9.18 For pitting safety calculation

9.19	Face load factor (contact stress)	$K_{H\beta}$	1,089	
9.20	Transverse load factor (contact stress)	$K_{H\alpha}$	1,000	
9.21	Total factor of additional loads	KH	1,089	
9.22	Elasticity factor	ZE	189,81	
9.23	Zone factor	ZH	2,326	
9.24	Helix angle factor	Z_{β}	1,000	
9.25	Contact ratio factor	Z_{ϵ}	0,942	
9.26	Work hardening factor	ZW	0,778	1,000
9.27	Size factor	ZX	1,000	1,000
9.28	Lubricant factor	ZL	1,236	1,236
9.29	Peripheral speed factor	ZV	0,920	0,920
9.30	Roughness factor affecting surface durability	ZR	0,983	0,983
9.31	Life factor for contact stress	ZNT	1,236	1,236
9.32	Single pair tooth contact factor	ZB/ZD	1,154	1,154

$n=\infty$; ZNT=0.85

9.33 For bending safety calculation

9.34	Face load factor (root stress)	$K_{F\beta}$	1,061	
9.35	Transverse load factor (root stress)	$K_{F\alpha}$	1,000	
9.36	Total factor of additional loads	KF	1,061	
9.37	Helix angle factor	Y_{β}	1,000	
9.38	Rim thickness factor	YB	1,000	1,000
9.39	Deep tooth factor	YDT	1,000	1,000
9.40	Notch sensitivity factor	Y_{δ}	0,990	0,990
9.41	Size factor	YX	1,000	1,000
9.42	Tooth-root surface factor	YR	1,004	1,004
9.43	Alternating load factor	YA	1,000	
9.44	Production technology factor	YT	1,000	
9.45	Life factor for bending stress	YNT	0,973	0,973
9.46	Stress correction factor	YST	1,000	1,000
9.47	Form factor (bending)	YF	2,558	2,558
9.48	Stress correction factor	YS	1,579	1,579
9.49	Stress correction factor for gears with notches in fillets	YSg	1,761	1,849

$n=\infty$; YNT=0.85

10.0 ☒ Stress and safety coefficients

10.1	Safety coefficient for surface durability	SH	0,54	0,69	
10.2	Safety coefficient for bending durability	SF	0,97	0,97	
10.3	Safety in contact in one-time overloading	SHst	0,74	0,74	
10.4	Safety in bending in one-time overloading	SFst	1,55	1,55	
10.5	Variability coefficient for calculation of probability of a failure	v_H/v_F	0,06	0,1	
10.6	Probability of a failure	P	<100		[%]
10.7	Nominal contact stress	σ_{H0}	1898,96		[MPa]
10.8	Contact stress	σ_H	2286,45	2286,45	[MPa]
10.9	Pitting stress limit	σ_{HG}	1225,79	1575,68	[MPa]
10.10	Permissible contact stress	σ_{HP}	942,92	1212,06	[MPa]
10.11	Nominal tooth-root stress	σ_{F0}	420,77	420,77	[MPa]
10.12	Tooth-root stress	σ_F	446,37	446,37	[MPa]
10.13	Tooth-root stress limit	σ_{FG}	435,03	435,03	[MPa]
10.14	Permissible bending stress	σ_{FP}	271,89	271,89	[MPa]

11.0 ☒ Check dimensions of gearing, ISO 1328 system of accuracy

11.1	Check dimensions of gearing			
11.2	Number of measured teeth	zw	2	2

11.3	Number of measured teeth	zw	2	2	☒
11.4	Chordal dimension	W	13,9100	13,9100	[mm]
11.5	Pin/Ball diameter	dt	5,2500	5,2500	[mm]
11.6	Pin/Ball diameter	dt	5,2500	5,2500	☒ [mm]
11.7	Dimension over pins/balls	M	37,6648	37,6648	[mm]
11.8	Achieve the requested W and M with change the addendum modification coefficient x1 and sumX				
11.9	Chordal dimension can be varied from-to	Wmin/max	14,53/16,78	14,53/16,78	[mm]
11.10	Requested chordal dimension	W req	77,000	260,000	
11.11	Dimension over pins/balls can be varied from-to	Mmin/max	38,85/42,58	38,85/42,58	[mm]
11.12	Requested dimension over pins/balls	M req	240,000	760,000	

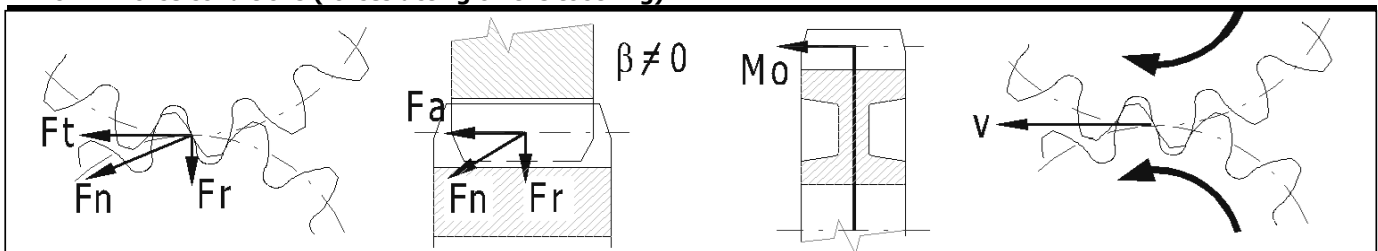
11.13 **Cylindrical gears - ISO 1328 system of accuracy - Part 1**

11.14	Accuracy grade	Q	6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 15)		☒
11.15	Module	mn	3,000		[mm]
11.16	Reference diameter	d	30,000	30,000	[mm]
11.17	Face width	b	10,000	10,000	[mm]
11.18	Total contact ratio	$\varepsilon\gamma$	1,3352		
11.19	Single pitch deviation	f _{pt}	7,5	7,5	[μm]
11.20	Number of teeth for cumulative pitch deviation (1...z1,z2)	k	2	2	
11.21	Cumulative pitch deviation	F _{pk}	15,0	15,0	[μm]
11.22	Total cumulative pitch deviation	F _p	21,0	21,0	[μm]
11.23	Total profile deviation	F _α	10,0	10,0	[μm]
11.24	Total helix deviation	F _β	9,0	9,0	[μm]
11.25	Tooth-to-tooth tangential composite deviation	f _i	19,0	19,0	[μm]
11.26	Total tangential composite deviation	F _i	40,0	40,0	[μm]
11.27	Profile form deviation	ff _α	8,0	8,0	[μm]
11.28	Profile slope deviation	fH _α	6,5	6,5	[μm]
11.29	Helix form deviation	ff _β	6,5	6,5	[μm]
11.30	Helix slope deviation	fH _β	6,5	6,5	[μm]

11.31 **Cylindrical gears ISO1328 - 2 system of accuracy**

11.32	Tooth-to-tooth radial composite deviation	f _i ^r	14,0	14,0	[μm]
11.33	Total radial composite deviation	F _i ^r	31,0	31,0	[μm]
11.34	Run out tolerance	Fr	17,0	17,0	[μm]

12.0 ☒ **Force conditions (forces acting on the toothing)**



12.1	Tangential force	Ft	3124,74		[N]
12.2	Normal force	Fn	3387,63		[N]
12.3	Axial force	Fa	0,00		[N]
12.4	Radial force	Fr	1308,46		[N]
12.5	Bending moment	Mo	0,00	0,00	[Nm]
12.6	Peripheral speed on the pitch diameter	v vmax	0,02	< 15	[m/s]
12.7	Tangential load per unit tooth width / Unit load	wt wt*	312,47	104,16	[N/mm MPa]

13.0 ☒ **Parameters of the chosen material**

13.1	Density	Ro	7870	7870	[kg/m ³]
13.2	Young's Modulus (Modulus of Elasticity)	E	206	206	[GPa]
13.3	Tensile Strength, Ultimate	Rm	785	785	[MPa]
13.4	Tensile Strength, Yield	Rp0.2	539	539	[MPa]
13.5	Poisson's Ratio		0,3	0,3	
13.6	Contact Fatigue Limit	SHlim	1140	1140	[MPa]
13.7	Bending Fatigue Limit	SFlim	450	450	[MPa]
13.8	Tooth Hardness - Side	VHV	600	600	[HV]

13.9	Tooth Hardness - Core	JHV	250	250	[HV]
13.10	Base Number of Load Cycles in Contact	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	
13.11	Wohler Curve Exponent for Contact	qH	10	10	
13.12	Base Number of Load Cycles in Bend	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	
13.13	Wohler Curve Exponent for Bend	qF	6	6	
13.14	Abbreviation for material designation		IF	IF	

Additions section

14.0 ☒ Calculation of gearing for the given axis distance

14.1	Required axis distance / Standardized	aw [mm]	30	30,69				
14.2	List of solutions		ID.	z1	z2	i	β	Sum X
14.3	Combination of the teeth number		5.	9	9	1,000	25,324	1,2481
14.4	Number of teeth Pinion / Gear	z1/z2	9	9				
14.5	Transmission ratio / Deviation	i	1,0000	0,00%				
14.6	A. Change of the addendum modification							
14.7	Base helix angle	β	0,0000					[°]
14.8	Total unit correction	Sum x	1,24812					[modul]
14.9	Distribution of correction		In reverse	transmission ratio				
14.10	Type of distribution of corrections to the pinion and gear	x	0,6241	0,6241				[modul]
14.11	Press the button for transmitting values in to calculation							
14.12	B. By a change of the helix angle							
14.13	Base helix angle	β	25,3244					[°]
14.14	Total unit correction	Sum x	0,0000					[modul]
14.15	Press the button for transmitting values in to calculation							

15.0 ☒ Power, warming-up, gearbox surface

15.1	Ambient air temperature	20,00	[°C]
15.2	Maximum oil temperature	60,00	[°C]
15.3	Coefficient of heat dissipation	10,00	[W/m2/K]
15.4	Power losses	0,00	[kW]
15.5	Gearbox surface (min.)	0,00	[m2]

16.0 ☒ Preliminary design of shaft diameters (steel)

16.1	Recommended shaft diameter for:	A...Common structural steel (Rm = 500)			
16.2	- Main power-transmitting shafts	DA	28,80	28,60	[mm]
16.3	- Small, short shafts	DB	23,70	23,60	[mm]

17.0 ☒ Approximate module calculation from the existing gear

17.1	Number of teeth	z	20	
17.2	Tip diameter	da	34,00	[mm]
17.3	Distance between teeth edges	u	0,00	[mm]
17.4	Helix angle	β	10,00	[°]
17.5	Module of tooth	mn	1,52	[mm]

18.0 ☒ Auxiliary calculations, calculation KHbeta, calculation YSg

18.1	Transmission ratio calculation using the number of teeth	$z_1, z_2 = i$	17	18	= 1,059
18.2	Transmission ratio calculation using the speed	$n_1, n_2 = i$	700,0	350,0	= 2,000
18.3	Power calculation using the pinion speed and torque momen	$M_{k1}, n_1 = P_{w1}$	1600,0	760,0	= 127,33
18.4	Definition of the factor KH_{β} (method C)				
18.5	Mean transverse tangential load at the reference circle	F_m	3124,88	[N]	
18.6	Shaft diameter (pinion)	d_{sh}	20,10	☒ [mm]	
18.7	Gear type		Spur and single helical gears ▼		
18.8	Constant of the pinion position (with/without stiffening)	K'	-0,48	B. with stiffening	▼
18.9	Pitch of bearings	l	14,0	☒ [mm]	
18.10	Center of pinion distance ($s/l < 0.3$)	s	0,0	[mm]	
18.11	Component of equivalent misatignment (pinion)	f_{sh}	0,8	☒ [μm]	
18.12	Component of equivalent misatignment (wheel)	f_{sh2}	0,0	[μm]	
18.13	Mesh misalignment	f_{ma}	9,1	☒ [μm]	
18.14	Deformation of the gear case	f_{ca}	0,0	[μm]	
18.15	Displacements of the bearings	f_{be}	0,0	[μm]	

18.16 Helix modification

18.17 Initial equivalent misalignment (before running-in)

18.18 Running-in allowance (equivalent misalignment)

18.19 Effective equivalent misalignment (after running-in)

18.20 Face load factor (contact stress)

18.21 **Stress correction factor for gears with notches in fillets YSg**

18.22 Maximum depth of grinding notch

18.23 Radius of grinding notch

18.24 Valid for ... $(tg/rg)^{0.5} < 2.0$

18.25 Stress correction factor for gears with notches in fillets

B1,B2

Fβx

yβ

Fβy

K_{Hβ}

5. Helix correction+central crowning

3. Favourable position of the contact p

6,3

0,9

5,3

1,089

☒ [μm]

[μm]

tg

rg

$(tg/rg)^{0.5}$

YSg

0,200

4,000

0,224

0,300

3,000

0,316

1,761

1,849

[mm]

[mm]

19.0 ☒ **Calculation of SHlim and SFlim based on ISO 6336-5, proposal of material properties**

19.1 Material type

19.2 11. Flame or induction hardened wrought and cast steels () [IF]

19.3 Requirements for material quality and heat treatment

19.4 Surface hardness of calculated material (hardness range from - to)

19.5 Contact Fatigue Limit

19.6 Bending Fatigue Limit

19.7 Density

19.8 Young's Modulus (Modulus of Elasticity)

19.9 Tensile Strength, Ultimate

19.10 Tensile Strength, Yield

19.11 Poison's Ratio

19.12 Base Number of Load Cycles in Contact

19.13 Wohler Curve Exponent for Contact

19.14 Maximum value

19.15 Base Number of Load Cycles in Bend

19.16 Wohler Curve Exponent for Bend

19.17 Maximum value

19.18 Abbreviation for material designation

19.19 Material name in the material table

19.20 Transfer to a table of materials, to line number:

ML

552

HV

485 - 615

SHlim

SFlim

Ro

E

Rm

Rp(0.2)

0,30

NHlim

qH

ZNT

NFlim

qF

YNT

IF

IF

1011

244

7870

206

762

419

5,00E+07

13,00

1,60

3,00E+06

8,70

2,50

[MPa]

☒ [MPa]

[MPa]

[kg/m^3]

[GPa]

[MPa]

[MPa]

2,8

2,3

1,8

1,3

0,8

Flame or induction hardened wrought and cast steels (Rm=762 MPa)

1

20.0 ☒ **Graphical output, CAD systems**

20.1 2D drawing output to:

20.2 2D Drawing scale

20.3 Detail:

20.4 **Detailed drawing of tooth and wheel**

20.5 Number of drawn teeth

20.6 Number of points of tooth tip

20.7 Number of points of tooth flank

20.8 Rolling (turning) of a tool between the bite

20.9 Number of tooth copies in the picture of engagement check

20.10 **Text description (Information for BOM)**

20.11 Table of parameters

DXF File

Automatic

Pinion

α [°]...

30

β [°]...

30

a [modul]...

1

4

20

100

0,5

20

[°]

☐ Drawing without axes

Spur gear - Pinion

z1=10, mn=3, beta=0

Material: T2(683/7-70)

Spur gear - Gear

z2=10, mn=3, beta=0

Material: T2(683/7-70)

Table of pinion parameters

ANEXO B



Spur gearing, Helical gearing [mm/ISO]

i	Check lines:3.11;4.1;10.0;	Pinion	Gear
ii	☒ Project information		
Author ☒		Date ☒	Project No. ☒
John Doe		01/12/2017	111-111
File name			
MITcalc_dimencionamento_ENGRENAGEM_mk3.xls			
Project Name ☒			
Spur Gear			
Basic Info ☒			
Spur gearing: Beta=20; mn=1; b1=30; b2=30; z1=29; z2=29; n1=10; n2=10; i=1; P=0,05 [kW]			
Project Notes ☒			
Comments			

? Input section

1.0 ☒ Options of basic input parameters

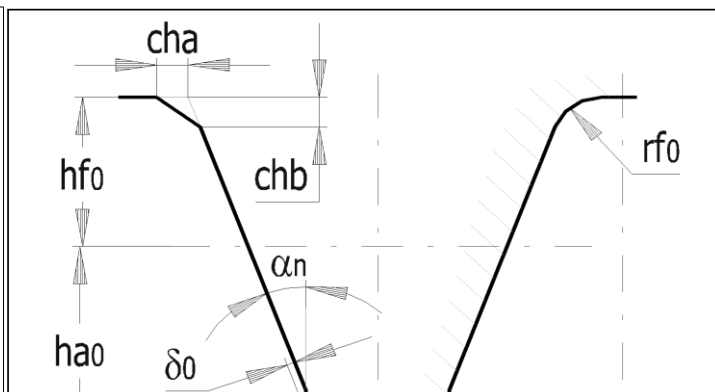
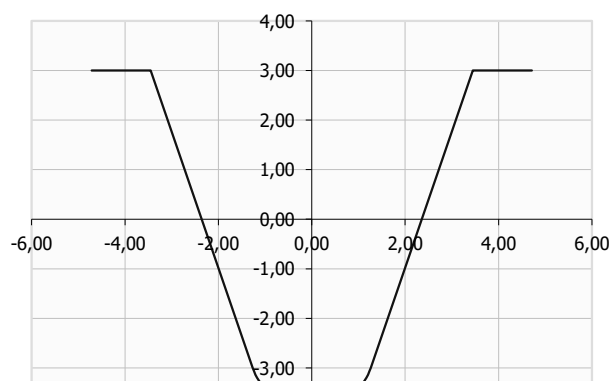
1,1 Transferred power	Pw [kW]	0,053	0,052	
1,2 Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	10,00	10,0	[/min]
1,3 Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	50,62	49,89	[Nm]
1,4 Transmission ratio / from table	i	1,000		
1,5 Actual transmission ratio / deviation	i	1,000	0,00%	

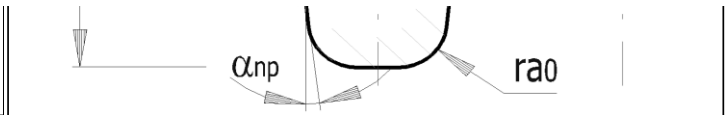
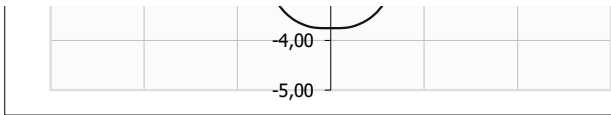
2.0 ☒ Options of material, loading conditions, operational and production parameters

2.1 Material identification according standard :	ISO		
2.2 Material of the pinion :	E,F...Alloy structural steel T2(683/7-70) (Rm=785 MPa) tooth face hard.		
2.3 Material of the gear :	E,F...Alloy structural steel T2(683/7-70) (Rm=785 MPa) tooth face hard.		
2.4 Loading of the gearbox, driving machine - examples	A...Continuous		
2.5 Loading of gearbox, driven machine - examples	A...Continuous		
2.6 Type of gearing mounting	A. Double-sided symmetrically supported gearing - type 1		
2.7 Accuracy grade - ISO1328 Ra max v max	6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 30)		
2.8 Coefficient of one-off overloading	KAS	2,00	
2.9 Desired service life	Lh	10000	[h]
2.10 Coefficient of safety (contact/bend)	SH / SF	1,30	1,60
2.11 Automatic design			

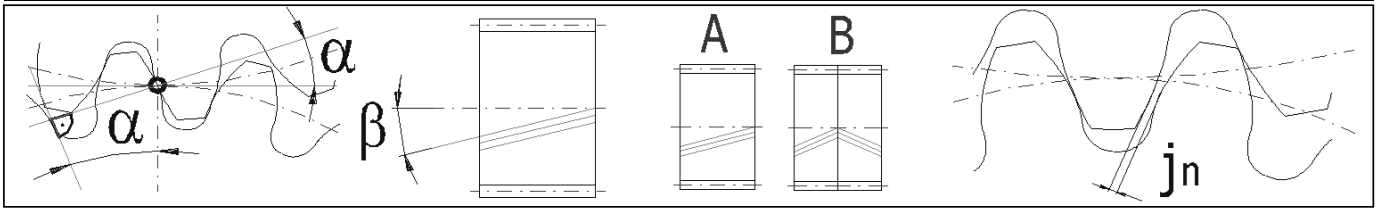
3.0 ☒ Parameters of the cutting tool and tooth profile

3.1 Standardized tool	1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25)		
3.2 Addendum of tool	ha0*	1,250	1,250 [modul]
3.3 Dedendum of tool	hf0*	1,000	1,000 [modul]
3.4 Fillet radius of tool	ra0*	0,380	0,380 [modul]
3.5 Root fillet radius of tool	rf0*	0,000	0,000 [modul]
3.6 Chamfer of root	cha*	0,000	0,000 [modul]
3.7 Chamfer of root	chb*	0,000	0,000 [modul]
3.8 Protuberance height	δ0*	0,000	0,000 [modul]
3.9 Protuberance angle	αnp	0,000	0,000 [°]
3.10 Min. unit head clearance	ca*min	0,3962	0,3962 [modul]
3.11 Unit head clearance	ca*	0,2500	0,2500 [modul]



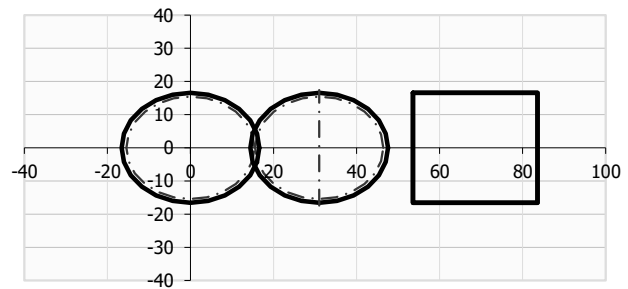
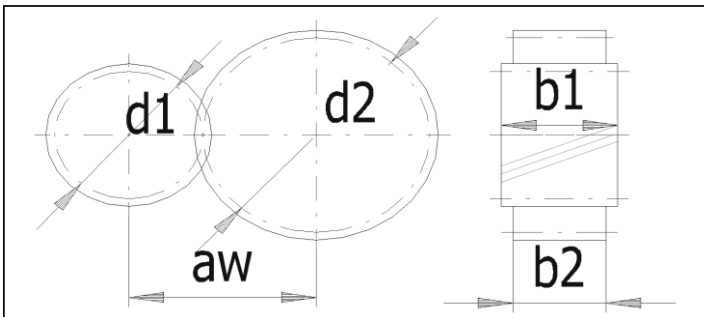


4.0 ☒ Design of a module and geometry of toothing



- 4.1 Number of teeth Pinion / Gear
- 4.2 Normal pressure angle
- 4.3 Base helix angle
- 4.4 Setting of the ratio of the width of the pinion to its diameter
- 4.5 The ratio of the pinion width to its diameter
- 4.6 Module / Standardized value
- 4.7 Reference diameter Pinion / Gear
- 4.8 Recommended width of gearing
- 4.9 Face width (Pinion / Gear)
- 4.10 Working face width
- 4.11 The ratio of the pinion width to its diameter
- 4.12 Working center distance
- 4.13 Approximate weight of the gearing
- 4.14 Minimum coefficient of safety

z	29	29	
α	20		[°]
β	20		[°]
$\Psi_d / \max$	1,05	< 1,1	
mn [mm]	1		[mm]
d1/d2	30,86	30,86	[mm]
	18,2 - 33,9		[mm]
b1/b2	30,00	30,00	[mm]
bw	30		☒ [mm]
$\Psi_d / \max$	0,97	< 1,1	
aw	31,007		[mm]
m	0,351		[kg]
SH / SF	1,09	1,27	



4.15 Normal backlash

- 4.16 - Recommended min. | max. value
- 4.17 - Selected normal backlash

j _n	0,033	0,134	[mm]
	0,1000		[mm]

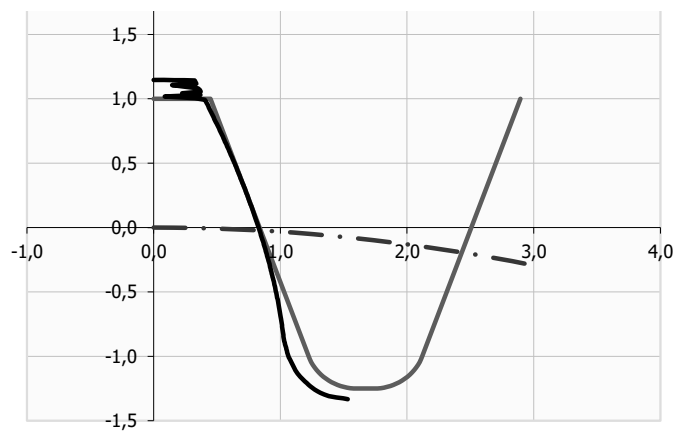
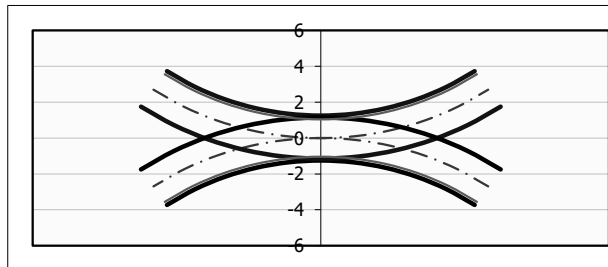
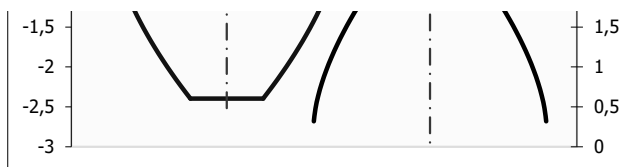
5.0 ☒ Correction of toothing (Addendum modification)

5.1 Types

- 5.2 - Permissible undercutting of teeth (min. value)
- 5.3 - Preventing undercutting of teeth (min. value)
- 5.4 - Prevents tapering of teeth (min. value)
- 5.5 Pinion addendum modification coefficient setting
- 5.6 Addendum modification coefficient Pinion / Gear
- 5.7 Sum of addendum modification coefficients | min. value
- 5.8 Transverse / Total contact ratio
- 5.9 Unit tooth thickness on the tip diameter
- 5.10 Specific sliding on tooth root
- 5.11 Specific sliding on tooth tip
- 5.12 Sum of all specific slidings
- 5.13 Safety coefficient for surface durability
- 5.14 Safety coefficient for bending durability
- 5.15 Display of tooth and tool turn for:

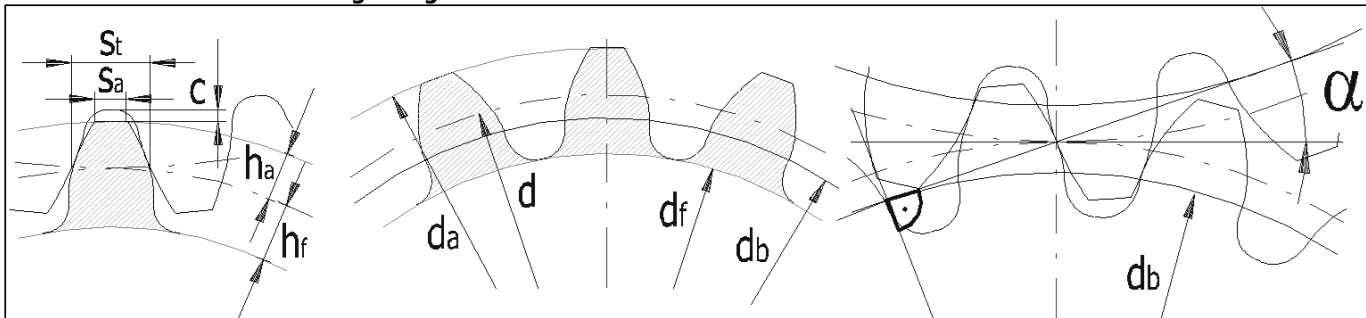
	-0,586	-0,586	$\Sigma =$	-1,172
	-0,517	-0,517	$\Sigma =$	-1,034
	-0,781	-0,781	$\Sigma =$	-1,562
x	0,0000	0,0000		[modul]
Σx	0,0000	> -1,418		[modul]
$\varepsilon\alpha/\varepsilon\gamma$	1,7050	4,9710		
sa*	0,6474	0,6474		
9A1/9E2	-1,7728	-1,7728		
9E1/9A2	0,6394	0,6394		
Sum 9	4,8244			
SH	1,09	1,41		
SF	1,27	1,27		
		0		[°]





Results section

6.0 ☒ Basic dimensions of gearing



6.1 Number of teeth Pinion / Gear

6.2 Face width (Pinion / Gear)

6.3 Normal module

6.4 Transverse module

6.5 Circular pitch

6.6 Transverse circular pitch

6.7 Base circular pitch

6.8 Center distance (pitch)

6.9 Center distance (production)

6.10 Center distance (working)

6.11 Pressure angle

6.12 Transverse pressure angle

6.13 Pressure angle at the pitch cylinder

6.14 Transverse pressure angle at the pitch cylinder

6.15 Helix angle

6.16 Base helix angle

6.17 Tip diameter

6.18 Reference diameter

6.19 Base diameter

6.20 Root diameter

6.21 Operating pitch diameter

6.22 Addendum

6.23 Dedendum

6.24 Tooth thickness on the tip diameter

6.25 Tooth thickness on the tip diameter (transverse)

6.26 Tooth thickness on the pitch diameter

6.27 Tooth thickness on the pitch diameter (transverse)

6.28 Tooth thickness on the root diameter

6.29 Unit tooth thickness on the tip diameter

6.30 Unit correction

6.31 Total unit correction

6.32 Addendum modification coefficient

6.33 **Achieve the requested tip diameter with change the unit head clearance ca* [3.11]**

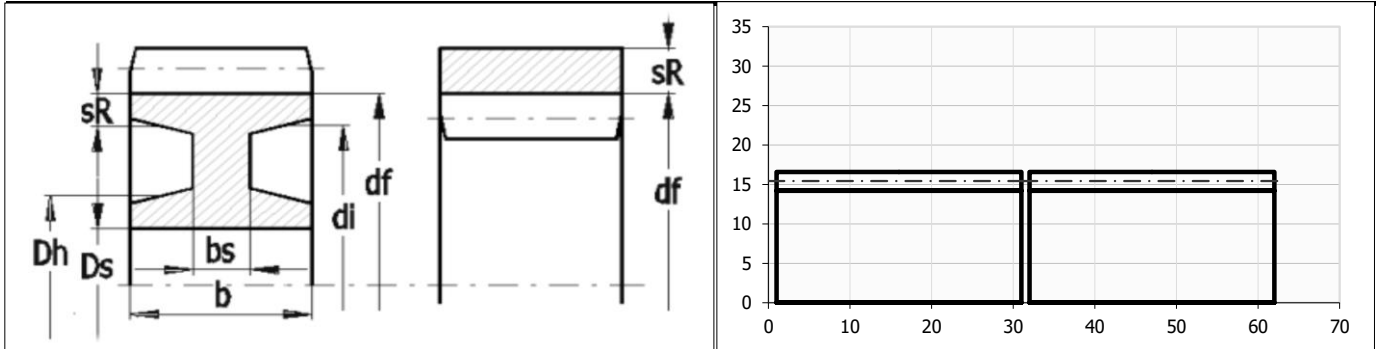
z	29	29	
b	30	30	[mm]
mn	1		[mm]
mt	1,0642		[mm]
p	3,142		[mm]
pt	3,343		[mm]
ptb	3,118		[mm]
a	30,8612		[mm]
av	30,8612		[mm]
aw	31,0073		[mm]
α	20,00		[°]
α_t	21,1728		[°]
α_{wn}	20,0000		[°]
α_{wt}	21,1728		[°]
β	20,00		[°]
β_b	18,7472		[°]
da	33,1535	33,1535	[mm]
d	30,8612	30,8612	[mm]
db	28,7779	28,7779	[mm]
df	28,3612	28,3612	[mm]
dw	30,8612	30,8612	[mm]
ha	1,1462	1,1462	[mm]
hf	1,2500	1,2500	[mm]
sna	0,6030	0,6030	[mm]
sta	0,6474	0,6474	[mm]
sn	1,5708	1,5708	[mm]
st	1,6716	1,6716	[mm]
sb	2,0408	2,0408	[mm]
sa*	0,6474	0,6474	[modul]
dY	-0,1462		[modul]
x1+x2	0,0000		[modul]
x	0,0000	0,0000	[modul]

6.34	Unit head clearance	ca*	0,2500	0,2500	[modul]
6.35	Tip diameter can be varied from-to	da min/max	32,65/32,86	32,65/32,86	[mm]
6.36	Requested tip diameter	da req	124,000	298,000	

7.0 ☒ Supplemental parameters of gearing

7.1	Number of teeth	z	29	29	
7.2	Virtual number of teeth of a helical gear	zn	34,416	34,416	
Minimum number of teeth:					
7.3	- Permissible undercutting	zmin1	12	12	
7.4	- Without undercutting	zmin2	14	14	
7.5	- Without tapering	zmin3	19	19	

8.0 ☒ Qualitative indices of gearing



8.1	Transverse contact ratio / overlap ratio	ϵ_α ϵ_β	1,7050	3,2661	
8.2	Total contact ratio	ϵ_γ	4,9710		

8.3 Definition of wheel dimensions

8.4	Recommended minimum diameter of the shaft	Ds _{min}	21,50	21,50	[mm]
8.5	Recommended minimum outer diameter of the hub	Dh _{min}	24,50	24,50	[mm]
8.6	Shaft diameter (max)	Ds _{max}	26,40	26,40	[mm]
8.7	Shaft diameter	Ds	0,00	0,00	☒ [mm]
8.8	Outer diameter of the hub	Dh	0,00	0,00	[mm]
8.9	Coefficient of gear unloading (0 - 100)	di/df	0%	0%	[%df]
8.10	Central web thickness in % of the gear width (20-100)	bs	100%	100%	[%b]
8.11	Gear rim thickness	sR	14,18	14,18	[mm]
8.12	Central web thickness	bs	30,00	30,00	[mm]
8.13	Gear weight	m	0,175	0,175	[kg]
8.14	Relative individual gear mass per unit face width	m*	3,3397E-03	3,3397E-03	[kg/mm]
8.15	Moment of inertia	J	2,0744E-05	2,0744E-05	[kg*mm ²]
8.16	Moment of inertia per unit face width	J*	6,9146E-01	6,9146E-01	[kg*mm ² /mm]
8.17	Reduced mass of gear set	mr _{red}	0,001669869		[kg/mm]
8.18	Peripheral speed on the pitch diameter	v v _{max}	0,02	< 30	[m/s]
8.19	Tangential load per unit tooth width	wt	109,34	109,35	[N/mm]
8.20	Resonance speed	nE1 [/min]	35044,57		[/min]
8.21	Resonance ratio / lower limit	N NS	0,000	0,850	
8.22	Approximate weight of the gearing	m	0,3508		[kg]
8.23	Efficiency of the gearing	μ	98,57%		

9.0 ☒ Coefficients for safety calculation

9.1 Setting the parameters for calculation

9.2	Dynamic factor KV (max. value)	KV _{max}	5,00	KV (B) ..2006	
9.3	Face load factor contact stress KHbeta (max. value)	KHβ _{max}	5,00	Calculation ISO6336-1(2006)	
9.4	Reversals of the load (factor YA)		Without reversals (YA=1)		
9.5	Calculation of "Work hardening factor ZW"		Automatic		
9.6	Tooth profile modification (KHalpa, KHbeta)		Optimum profile modification		
9.7	Oil type (ZL)		Synthetic oil		
9.8	Used / Recommended lubricant viscosity	v50	531	531	☒ [mm ² /sec]
9.9	Tooth roughness (factor ZR)	Ra	Auto (0,4)	Auto (0,4)	[μm]
9.10	Roughness in the tooth root fillets (factor YR)	Ra	Auto (1,6)	Auto (1,6)	[μm]

9.11 Common for the gearing

9.12	Theoretical single stiffness	c'_{th}	16,880		$[N/(\mu m \cdot mm)]$
9.13	Stiffness of a tooth pair (single stiffness)	c'	12,372		$[N/(\mu m \cdot mm)]$
9.14	Meshing stiffness per unit face width	$c_{\gamma\alpha}$	18,914		$[N/(\mu m \cdot mm)]$
9.15	Application factor	KA	1,000		
9.16	Dynamic factor	KV	1,000		
9.17	Number of cycles	NK	6,00E+06	6,00E+06	
9.18	For pitting safety calculation				
9.19	Face load factor (contact stress)	$K_{H\beta}$	1,492		
9.20	Transverse load factor (contact stress)	$K_{H\alpha}$	1,075		
9.21	Total factor of additional loads	KH	1,604		
9.22	Elasticity factor	ZE	189,81		
9.23	Zone factor	ZH	2,371		
9.24	Helix angle factor	Z_{β}	1,032		
9.25	Contact ratio factor	Z_{ϵ}	0,766		
9.26	Work hardening factor	ZW	0,778	1,000	
9.27	Size factor	ZX	1,000	1,000	
9.28	Lubricant factor	ZL	1,236	1,236	
9.29	Peripheral speed factor	ZV	0,920	0,920	
9.30	Roughness factor affecting surface durability	ZR	0,982	0,982	
9.31	Life factor for contact stress	ZNT	1,325	1,325	$n=\infty$; ZNT=0.85 ▼
9.32	Single pair tooth contact factor	ZB/ZD	1,000	1,000	
9.33	For bending safety calculation				
9.34	Face load factor (root stress)	$K_{F\beta}$	1,445		
9.35	Transverse load factor (root stress)	$K_{F\alpha}$	1,075		
9.36	Total factor of additional loads	KF	1,554		
9.37	Helix angle factor	Y_{β}	0,833		
9.38	Rim thickness factor	YB	1,000	1,000	
9.39	Deep tooth factor	YDT	1,000	1,000	
9.40	Notch sensitivity factor	Y_{δ}	0,994	0,994	
9.41	Size factor	YX	1,000	1,000	
9.42	Tooth-root surface factor	YR	1,004	1,004	
9.43	Alternating load factor	YA	1,000		
9.44	Production technology factor	YT	1,000		
9.45	Life factor for bending stress	YNT	0,986	0,986	$n=\infty$; YNT=0.85 ▼
9.46	Stress correction factor	YST	1,000	1,000	
9.47	Form factor (bending)	YF	1,192	1,192	
9.48	Stress correction factor	YS	2,063	2,063	
9.49	Stress correction factor for gears with notches in fillets	YSg	2,300	2,415	☐
10.0	☒ Stress and safety coefficients				
10.1	Safety coefficient for surface durability	SH	1,09	1,41	
10.2	Safety coefficient for bending durability	SF	1,27	1,27	
10.3	Safety in contact in one-time overloading	SHst	1,42	1,42	
10.4	Safety in bending in one-time overloading	SFst	2,51	2,51	
10.5	Variability coefficient for calculation of probability of a failure	v_H/v_F	0,06	0,1	
10.6	Probability of a failure	P	22,98		$[\%]$
10.7	Nominal contact stress	σ_{H0}	946,59		$[MPa]$
10.8	Contact stress	σ_H	1199,01	1199,01	$[MPa]$
10.9	Pitting stress limit	σ_{HG}	1311,54	1685,89	$[MPa]$
10.10	Permissible contact stress	σ_{HP}	1008,87	1296,84	$[MPa]$
10.11	Nominal tooth-root stress	σ_{F0}	224,05	224,05	$[MPa]$
10.12	Tooth-root stress	σ_F	348,23	348,23	$[MPa]$
10.13	Tooth-root stress limit	σ_{FG}	443,17	443,17	$[MPa]$
10.14	Permissible bending stress	σ_{FP}	276,98	276,98	$[MPa]$
11.0	☒ Check dimensions of gearing, ISO 1328 system of accuracy				
11.1	Check dimensions of gearing				
11.2	Number of measured teeth	zw	5	5	

11.3	Number of measured teeth	zw	5	5	☒
11.4	Chordal dimension	W	13,7695	13,7695	[mm]
11.5	Pin/Ball diameter	dt	1,7500	1,7500	[mm]
11.6	Pin/Ball diameter	dt	1,7500	1,7500	☒ [mm]
11.7	Dimension over pins/balls	M	33,3099	33,3099	[mm]
11.8	Achieve the requested W and M with change the addendum modification coefficient x1 and sumX				
11.9	Chordal dimension can be varied from-to	Wmin/max	13,37/14,8	13,37/14,8	[mm]
11.10	Requested chordal dimension	W req	77,000	260,000	
11.11	Dimension over pins/balls can be varied from-to	Mmin/max	32,18/35,59	32,18/35,59	[mm]
11.12	Requested dimension over pins/balls	M req	240,000	760,000	

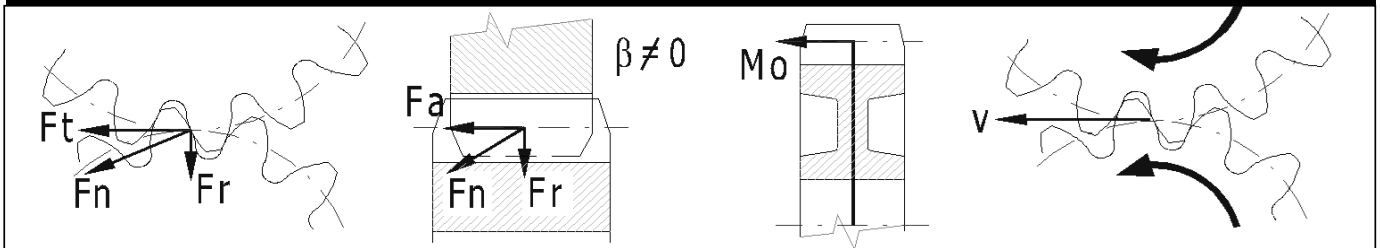
11.13 Cylindrical gears - ISO 1328 system of accuracy - Part 1

11.14	Accuracy grade	Q	6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 30)		☒
11.15	Module	mn	1,000		[mm]
11.16	Reference diameter	d	30,861	30,861	[mm]
11.17	Face width	b	30,000	30,000	[mm]
11.18	Total contact ratio	$\varepsilon\gamma$	4,9710		
11.19	Single pitch deviation	fpt	7,0	7,0	[μm]
11.20	Number of teeth for cumulative pitch deviation (1...z1,z2)	k	2	2	
11.21	Cumulative pitch deviation	Fpk	12,0	12,0	[μm]
11.22	Total cumulative pitch deviation	Fp	20,0	20,0	[μm]
11.23	Total profile deviation	Fα	7,5	7,5	[μm]
11.24	Total helix deviation	Fβ	11,0	11,0	[μm]
11.25	Tooth-to-tooth tangential composite deviation	f'i	8,0	8,0	[μm]
11.26	Total tangential composite deviation	F'i	28,0	28,0	[μm]
11.27	Profile form deviation	ffα	5,5	5,5	[μm]
11.28	Profile slope deviation	fHα	4,6	4,6	[μm]
11.29	Helix form deviation	ffβ	8,0	8,0	[μm]
11.30	Helix slope deviation	fHβ	8,0	8,0	[μm]

11.31 Cylindrical gears ISO1328 - 2 system of accuracy

11.32	Tooth-to-tooth radial composite deviation	F'i	5,0	5,0	[μm]
11.33	Total radial composite deviation	F'i	21,0	21,0	[μm]
11.34	Run out tolerance	Fr	16,0	16,0	[μm]

12.0 ☒ Force conditions (forces acting on the toothing)



12.1	Tangential force	Ft	3280,18		[N]
12.2	Normal force	Fn	3714,71		[N]
12.3	Axial force	Fa	1193,89		[N]
12.4	Radial force	Fr	1270,51		[N]
12.5	Bending moment	Mo	18,42	18,42	[Nm]
12.6	Peripheral speed on the pitch diameter	v vmax	0,02	< 30	[m/s]
12.7	Tangential load per unit tooth width / Unit load	wt wt*	109,34	109,34	[N/mm MPa]

13.0 ☒ Parameters of the chosen material

13.1	Density	Ro	7870	7870	[kg/m^3]
13.2	Young's Modulus (Modulus of Elasticity)	E	206	206	[GPa]
13.3	Tensile Strength, Ultimate	Rm	785	785	[MPa]
13.4	Tensile Strength, Yield	Rp0.2	539	539	[MPa]
13.5	Poisson's Ratio		0,3	0,3	
13.6	Contact Fatigue Limit	SHlim	1140	1140	[MPa]
13.7	Bending Fatigue Limit	SFlim	450	450	[MPa]
13.8	Tooth Hardness - Side	VHV	600	600	[HV]

13.9	Tooth Hardness - Core	JHV	250	250	[HV]
13.10	Base Number of Load Cycles in Contact	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	
13.11	Wohler Curve Exponent for Contact	qH	10	10	
13.12	Base Number of Load Cycles in Bend	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	
13.13	Wohler Curve Exponent for Bend	qF	6	6	
13.14	Abbreviation for material designation		IF	IF	

Additions section

14.0 ☒ Calculation of gearing for the given axis distance

14.1	Required axis distance / Standardized	aw [mm]	31	31,01				
14.2	List of solutions		ID.	z1	z2	i	β	Sum X
14.3	Combination of the teeth number		5.	28	28	1,000	24,837	1,1696
14.4	Number of teeth Pinion / Gear	z1/z2	28	28				
14.5	Transmission ratio / Deviation	i	1,0000	0,00%				
14.6	A. Change of the addendum modification							
14.7	Base helix angle	β	20,0000					[°]
14.8	Total unit correction	Sum x	1,16964					[modul]
14.9	Distribution of correction		In reverse	transmission ratio				
14.10	Type of distribution of corrections to the pinion and gear	x	0,5848	0,5848				[modul]
14.11	Press the button for transmitting values in to calculation							
14.12	B. By a change of the helix angle							
14.13	Base helix angle	β	24,8371					[°]
14.14	Total unit correction	Sum x	0,0000					[modul]
14.15	Press the button for transmitting values in to calculation							

15.0 ☒ Power, warming-up, gearbox surface

15.1	Ambient air temperature	20,00	[°C]
15.2	Maximum oil temperature	60,00	[°C]
15.3	Coefficient of heat dissipation	10,00	[W/m2/K]
15.4	Power losses	0,00	[kW]
15.5	Gearbox surface (min.)	0,00	[m2]

16.0 ☒ Preliminary design of shaft diameters (steel)

16.1	Recommended shaft diameter for:	A...Common structural steel (Rm = 500)			
16.2	- Main power-transmitting shafts	DA	29,40	29,20	[mm]
16.3	- Small, short shafts	DB	24,20	24,10	[mm]

17.0 ☒ Approximate module calculation from the existing gear

17.1	Number of teeth	z	20	
17.2	Tip diameter	da	34,00	[mm]
17.3	Distance between teeth edges	u	0,00	[mm]
17.4	Helix angle	β	10,00	[°]
17.5	Module of tooth	mn	1,52	[mm]

18.0 ☒ Auxiliary calculations, calculation KHbeta, calculation YSg

18.1	Transmission ratio calculation using the number of teeth	$z_1, z_2 = i$	17	18	= 1,059
18.2	Transmission ratio calculation using the speed	$n_1, n_2 = i$	700,0	350,0	= 2,000
18.3	Power calculation using the pinion speed and torque momen	$M_{k1}, n_1 = P_{w1}$	1600,0	760,0	= 127,33
18.4	Definition of the factor KHbeta (method C)				
18.5	Mean transverse tangential load at the reference circle	Fm	3280,49	[N]	
18.6	Shaft diameter (pinion)	dsh	24,40	☒ [mm]	
18.7	Gear type		Spur and single helical gears ▼		
18.8	Constant of the pinion position (with/without stiffening)	K'	-0,48	B. with stiffening	▼
18.9	Pitch of bearings	l	42,0	☒ [mm]	
18.10	Center of pinion distance ($s/l < 0.3$)	s	0,0	[mm]	
18.11	Component of equivalent misatignment (pinion)	fsh	2,4	☒ [μm]	
18.12	Component of equivalent misatignment (wheel)	fsh2	0,0	[μm]	
18.13	Mesh misalignment	fma	11,6	☒ [μm]	
18.14	Deformation of the gear case	fca	0,0	[μm]	
18.15	Displacements of the bearings	fbe	0,0	[μm]	

- | | | | |
|-----------------|--------------------------------------|---|------|
| B1,B2 | 5. Helix correction+central crowning | | ▼ |
| Fβx | 7,9 | 3. Favourable position of the contact p | |
| γβ | 1,2 | ☒ | [μm] |
| Fβy | 6,7 | | [μm] |
| K _{HB} | 1,492 | | |

18.22	Maximum depth of grinding notch	tg	0,200	0,300	[mm]
18.23	Radius of grinding notch	rg	4,000	3,000	[mm]
18.24	Valid for ... $(tg/rg)^{0.5} < 2.0$	$(tg/rg)^{0.5}$	0,224	0,316	
18.25	Stress correction factor for gears with notches in fillets	YSg	2,300	2,415	

19.1	Material type
19.2	11. Flame or induction hardened wrought and cast steels () [IF]

- | | | | |
|---------|----------|----------|-------------------------------------|
| ML | | HV | 485 - 615 |
| | 552 | | |
| SHlim | 1011 | [MPa] | ☒ |
| SFlim | 244 | [MPa] | |
| Ro | 7870 | [kg/m^3] | |
| E | 206 | [GPa] | |
| Rm | 762 | [MPa] | |
| Rp(0.2) | 419 | [MPa] | |
| | 0,30 | | |
| NHlim | 5,00E+07 | | |
| qH | 13,00 | | |
| ZNT | 1,60 | | |
| NFlim | 3,00E+06 | | |
| qF | 8,70 | | |
| YNT | 2,50 | | |
| | IF | IF | |
- or induction hardened wrought and cast steels (Rm=762 MPa)
- 1

20.1 2D drawing output to:	DXF File	▼	
20.2 2D Drawing scale	Automatic	▼	
20.3 Detail:	Pinion	▼	

- | | | | | | | |
|--|-----------|-----------------|----|----------------|----|--|
| 20.1 2D drawing output to: | DXF File | | | | | |
| 20.2 2D Drawing scale | Automatic | | | | | |
| 20.3 Detail: | Pinion | | | | | |
| | | α [°]... | 30 | β [°]... | 30 | |
| 20.4 Detailed drawing of tooth and wheel | | | | a [modul]... | 1 | |

20.5	Number of drawn teeth	4	
20.6	Number of points of tooth tip	20	
20.7	Number of points of tooth flank	100	
20.8	Rolling (turning) of a tool between the bite	0,5	
20.9	Number of tooth copies in the picture of engagement check	20	

[°]

☐

Drawing without axes

20.10	Text description (Information for BOM)	Pinion	
	Row 1 (BOM attribute 1)	Spur gear - Pinion	☒
	Row 2 (BOM attribute 2)	z1=29, mn=1, beta=20	
	Row 3 (BOM attribute 3)	Material: T2(683/7-70)	
		Gear	
	Row 1 (BOM attribute 1)	Spur gear - Gear	☒
	Row 2 (BOM attribute 2)	z2=29, mn=1, beta=20	
	Row 3 (BOM attribute 3)	Material: T2(683/7-70)	

- ## 20.11 Table of parameters Table of pinion parameters

ANEXO C

Dados de entrada				
Descrição	Símbolo		Valor	Unidades
Momento flector máximo	$M_{max} =$	0,00000	0	N.m
Momento flector mínimo	$M_{min} =$	0,00000	0	N.m
Momento torsor máximo	$T_{max} =$	50,00000	50	N.m
Momento torsor mínimo	$T_{min} =$	0,00000	0	N.m
Esforço de tracção máximo	$F_{max} =$	0,00000	0	N
Esforço de tracção mínimo	$F_{min} =$	0,00000	0	N
Diâmetro externo da secção	$D_e =$	15,00000	15	mm
Diâmetro interno da secção	$d_i =$	0,00000	0	mm
Tensão de rotura à tracção do material	$S_{ut} =$	1000,000000	1000	N.mm ²
Tensão de cedência à tracção do material	$S_y =$	800,00000	800	N.mm ²
Tensão de cedência ao corte do material	$S_{ys} =$	461,60000	462	N.mm ²
Tensão limite de fadiga estimada do provete do material	$S'_e =$	500,00000	500	N.mm ²

Factores modificadores do limite de fadiga				
Descrição	Símbolo		Valor	Unidades
Factor de acabamento superficial	$k_a =$	0,87833	0,878	
Factor de tamanho à flexão	$k_{b,b} =$	0,92614	0,926	
Factor de tamanho à torsão	$k_{b,s} =$	0,92614	0,926	
Factor de tamanho à tracção	$k_{b,a} =$	1,00000	1,000	
Factor tipo de carga à flexão	$k_{c,b} =$	1,00000	1,000	
Factor tipo de carga à torsão	$k_{c,s} =$	0,57700	0,577	
Factor tipo de carga à tracção	$k_{c,a} =$	0,93100	0,931	
Factor de temperatura	$k_d =$	0,76800	0,768	
Factor de fiabilidade	$k_e =$	0,89700	0,897	
Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à flexão	$q_b =$	0,00000	0,000	
Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à torção	$q_s =$	0,85300	0,853	
Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à tracção	$q_a =$	0,00000	0,000	
Factor teórico de concentração de tensões à flexão	$K_{t,b} =$	0,00000	0,000	
Factor teórico de concentração de tensões à torsão	$K_{t,s} =$	1,50000	1,500	
Factor teórico de concentração de tensões à tracção	$K_{t,a} =$	0,00000	0,000	
Factor de concentração de tensões à flexão	$K_{f,b} =$	1,00000	1,000	
Factor de concentração de tensões à torsão	$K_{f,s} =$	1,42650	1,427	
Factor de concentração de tensões à tracção	$K_{f,a} =$	1,00000	1,000	
Tensão limite de fadiga corrigida à flexão	$S_{e,b} =$	280,19160	280	N/mm ²
Tensão limite de fadiga corrigida à torsão	$S_{e,s} =$	113,33372	113	N/mm ²
Tensão limite de fadiga corrigida à tracção	$S_{e,a} =$	281,66341	282	N/mm ²

Verificação (critérios energia de distorção e de Soderberg)			
Descrição	Símbolo	Valor	Unidades
Momento flector médio	$M_m =$	0,00	0 N.m
Amplitude do momento flector	$M_a =$	0,00	0 N.m
Momento torsor médio	$T_m =$	25,00	25 N.m
Amplitude do momento torsor	$T_a =$	25,00	25 N.m
Esforço de tracção médio	$F_m =$	0,00	0 N
Amplitude do esforço de tracção	$F_a =$	0,00	0 N
Momento de inércia da secção	$I =$	2485,04888	0,249 cm ⁴
Momento de inércia polar da secção	$J =$	4970,09775	0,497 cm ⁴
Área da secção	$A =$	176,71459	1,767 cm ²
Tensão alternada de flexão	$S_{a,b} =$	0,00	0,00 N/mm ²
Tensão média de flexão	$S_{m,b} =$	0,00	0,00 N/mm ²
Tensão alternada de torsão	$S_{a,s} =$	37,73	37,73 N/mm ²
Tensão média de torsão	$S_{m,s} =$	37,73	37,73 N/mm ²
Tensão alternada de tracção	$S_{a,a} =$	0,00	0,00 N/mm ²
Tensão média de tracção	$S_{m,a} =$	0,00	0,00 N/mm ²
Tensão estática equivalente	$S_{equiv} =$	77,57	77,57 N/mm ²
Factor de segurança	$X =$	10,31	10,31

ANEXO D

Dados de entrada				
Descrição	Símbolo		Valor	Unidades
Momento flector máximo	$M_{max} =$	58,71000	58,71	N.m
Momento flector mínimo	$M_{min} =$	0,00000	0	N.m
Momento torsor máximo	$T_{max} =$	100,00000	100	N.m
Momento torsor mínimo	$T_{min} =$	0,00000	0	N.m
Esforço de tracção máximo	$F_{max} =$	0,00000	0	N
Esforço de tracção mínimo	$F_{min} =$	0,00000	0	N
Diâmetro externo da secção	$D_e =$	21,00000	21	mm
Diâmetro interno da secção	$d_i =$	0,00000	0	mm
Tensão de rotura à tracção do material	$S_{ut} =$	1000,000000	1000	N.mm ²
Tensão de cedência à tracção do material	$S_y =$	800,00000	800	N.mm ²
Tensão de cedência ao corte do material	$S_{ys} =$	461,60000	462	N.mm ²
Tensão limite de fadiga estimada do provete do material	$S'_e =$	500,00000	500	N.mm ²

Factores modificadores do limite de fadiga				
Descrição	Símbolo		Valor	Unidades
Factor de acabamento superficial	$k_a =$	0,87833	0,878	
Factor de tamanho à flexão	$k_{b,b} =$	0,99791	0,998	
Factor de tamanho à torsão	$k_{b,s} =$	0,99791	0,998	
Factor de tamanho à tracção	$k_{b,a} =$	1,00000	1,000	
Factor tipo de carga à flexão	$k_{c,b} =$	1,00000	1,000	
Factor tipo de carga à torsão	$k_{c,s} =$	0,57700	0,577	
Factor tipo de carga à tracção	$k_{c,a} =$	0,93100	0,931	
Factor de temperatura	$k_d =$	1,01000	1,010	
Factor de fiabilidade	$k_e =$	0,89700	0,897	
Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à flexão	$q_b =$	0,82500	0,825	
Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à torção	$q_s =$	0,85300	0,853	
Coeficiente de sensibilidade ao entalhe à tracção	$q_a =$	0,82500	0,825	
Factor teórico de concentração de tensões à flexão	$K_{t,b} =$	1,85000	1,850	
Factor teórico de concentração de tensões à torsão	$K_{t,s} =$	1,50000	1,500	
Factor teórico de concentração de tensões à tracção	$K_{t,a} =$	0,00000	0,000	
Factor de concentração de tensões à flexão	$K_{f,b} =$	1,70125	1,701	
Factor de concentração de tensões à torsão	$K_{f,s} =$	1,42650	1,427	
Factor de concentração de tensões à tracção	$K_{f,a} =$	0,17500	0,175	
Tensão limite de fadiga corrigida à flexão	$S_{e,b} =$	233,38062	233	N/mm ²
Tensão limite de fadiga corrigida à torsão	$S_{e,s} =$	160,59683	161	N/mm ²
Tensão limite de fadiga corrigida à tracção	$S_{e,a} =$	2116,66701	2117	N/mm ²

Verificação (critérios energia de distorção e de Soderberg)			
Descrição	Símbolo	Valor	Unidades
Momento flector médio	$M_m =$	29,36	29 N.m
Amplitude do momento flector	$M_a =$	29,36	29 N.m
Momento torsor médio	$T_m =$	50,00	50 N.m
Amplitude do momento torsor	$T_a =$	50,00	50 N.m
Esforço de tracção médio	$F_m =$	0,00	0 N
Amplitude do esforço de tracção	$F_a =$	0,00	0 N
Momento de inércia da secção	$I =$	9546,56376	0,955 cm ⁴
Momento de inércia polar da secção	$J =$	19093,12753	1,909 cm ⁴
Área da secção	$A =$	346,36059	3,464 cm ²
Tensão alternada de flexão	$S_{a,b} =$	32,29	32,29 N/mm ²
Tensão média de flexão	$S_{m,b} =$	32,29	32,29 N/mm ²
Tensão alternada de torsão	$S_{a,s} =$	27,50	27,50 N/mm ²
Tensão média de torsão	$S_{m,s} =$	27,50	27,50 N/mm ²
Tensão alternada de tracção	$S_{a,a} =$	0,00	0,00 N/mm ²
Tensão média de tracção	$S_{m,a} =$	0,00	0,00 N/mm ²
Tensão estática equivalente	$S_{equiv} =$	153,63	153,63 N/mm ²
Factor de segurança	$X =$	5,21	5,21

ANEXO E

1/8-Inch FIREROD® Cartridge Heaters

Miniature FIREROD® Provides Maximum Performance Where Space is Limited

When an application requires heat delivered into a small space with minimum weight, the 1/8-inch diameter FIREROD® cartridge heater from Watlow® is the ideal solution.

This swaged constructed miniature cartridge heater features high watt density, high operating temperature capability and provides long life in applications where it is essential to have a very small size.

Like all Watlow FIRERODs, the 1/8-inch maximizes heat transfer utilizing resistance wiring close to the heater sheath, isolated by a thin layer of compacted MgO insulation.

For this and other Watlow heaters, customers can also specify lead length and choose from a variety of lead options. Leads can be insulated with fiberglass or PTFE or protected by stainless steel braid or hose.

Watlow's 1/8-inch FIRERODs also have an option many others lack: the ability to have an internal J or K-type thermocouple located near the tip of the heater.

Typical Applications

- Burn-in chip test system
- Mass spectrometry
- High-definition ink jet printers
- 3D printing, fused deposition modeling
- Gas chromatography
- Respiratory equipment
- Gas analyzers
- Freeze protection
- Packaging equipment



Features and Benefits

Miniature size

- Delivers high performance in a small package
- Supports a wide variety of application requirements

Low mass

- Provides quicker response time
- Increases heater life
- Lowers internal temperature

Swaged construction

- Provides higher watt density and higher temperature capabilities
- Allows maximum heat transfer
- Increases safety due to low leakage current

Optional internal thermocouple

- Reduces system footprint
- Measures temperature at point of application

Manufactured to the highest quality standards

- Outlasts competitors in life testing
- Backed by over 50 years of industry expertise

Numerous lead options available

- Designed for flexibility and performance

Specifications

Sheath

- Alloy 600 is standard
- 304 stainless steel is available

Maximum application temperature

- 1400°F (760°C)

Maximum voltage

- 240V

Maximum wattage at 240V

- 744 W

Maximum amperage

- 3.1 amp

Wattage tolerances

- +10 percent, -15 percent

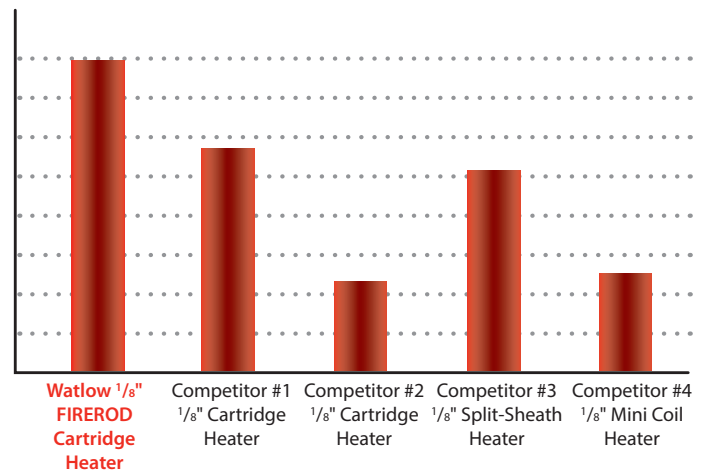
Dimensions

- Actual diameter is 0.122 in. (3.10 mm) $\pm$ 0.002 in. (0.05 mm)
- Minimum overall length is 0.875 in. (22.22 mm)
(Minimum length may change based on lead construction, volts and watts, please consult factory.)
- Maximum overall length is 12 in. (304.8 mm)
- Length tolerance 3.5 in. (89 mm) and less $\pm$ $\frac{3}{32}$ in. (2.4 mm)
- Length tolerance greater than 3.5 in. (89 mm) $\pm$ 3 percent

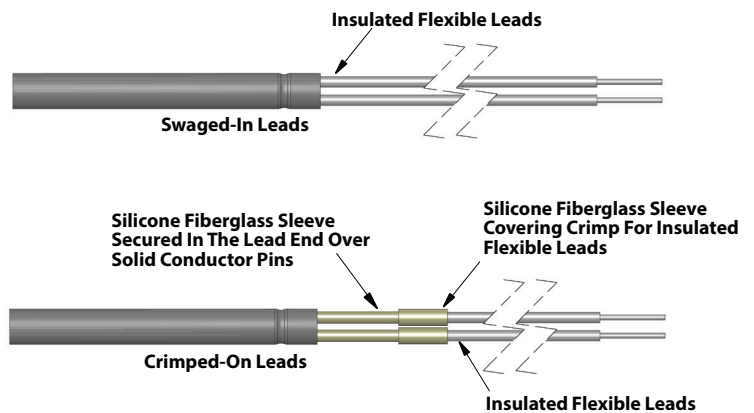
Construction

- Solid lead wire is standard, but stranded is available
- Lead options (see illustrations):
 - Crimped-on
 - Swaged-in
- Lead types are:
 - Fiberglass 482°F (250°C)
 - High temperature fiberglass 842°F (450°C)
 - PTFE 392°F (200°C)
- Moisture resistant option: Welded end-disk is standard with PTFE seal and leads available
- Internal thermocouple available
 - Thermocouple embedded in the end-disc "C" location
 - Thermocouple junction is grounded
 - Type J or K available (solid lead wire)
 - Swaged-in, fiberglass 482°F (250°C)
 - Swaged-in PTFE 392°F (200°C)
 - For available lengths, consult factory
- Lead protection options
 - Stainless steel braid crimped over lead end
 - Stainless steel flexible hose crimped over lead end
- Other options
 - Bent heaters, in no-heat section, up to 90° angle
 - One inch diameter mounting flange (FS flange)

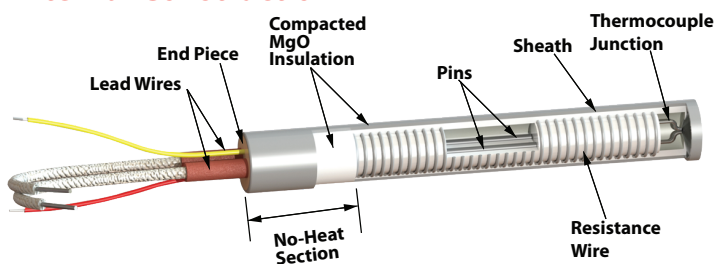
Average Hours of Operation During Stress Test Failure



Lead Options



Internal Construction



Watlow® and FIREROD® are registered trademarks of Watlow Electric Manufacturing Company.

Powered by Possibility

To be automatically connected to the nearest North American Technical Sales Office:

1-800-WATLOW2 • www.watlow.com
inquiry@watlow.com

International Technical Sales Offices:

China	+86 21 3532 8532	Italy	+39 02 4588841
France	+33 1 41 32 79 70	Japan	+81 3 3518 6630
Germany	+49 7253 9400 0	Korea	+82 2 2169 2600
India	+91 40 6661 2700	Mexico	+52 442 256 2200

Singapore	+65 6773 9488
Spain	+34 91 675 1292
Taiwan	+886 7 288 5168
UK	+44 115 964 0777