



Projeto

Mestrado em Engenharia Mecânica – Produção Industrial

## ***Dimensionamento Estrutural de Moldes de Injeção***

**Pedro Francisco Venâncio Pereira**

Leiria, *Setembro de 2017*





Projeto

Mestrado em Engenharia Mecânica – Produção Industrial

## ***Dimensionamento Estrutural de Moldes de Injeção***

**Pedro Francisco Venâncio Pereira**

Projeto de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Mário Simões Correia, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e coorientação do Doutor Rui Rúben, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, *Setembro de 2017*

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Dedicatória

---

Dedico à minha mãe, ao meu pai e ao meu irmão que são as pessoas mais importantes da minha vida.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Agradecimentos

---

Agradeço em primeiro lugar à minha família pelo apoio prestado estes anos todos.

Aos meus amigos pelo incentivo e suporte durante a licenciatura e o mestrado.

Aos professores orientadores Mário Correia e Rui Rúben pelos conselhos, material disponibilizado e por todas as horas necessárias para a realização desta tese.

À empresa MOLIPOREX, S.A. e todos os seus colaboradores pela ajuda que prestaram em diversos assuntos relativos à tese, nomeadamente os livros disponibilizados, as informações técnicas e os ficheiros 3D do molde analisado que foram muito importantes para várias etapas da tese.

A todos, um muito obrigado.

Pedro Pereira

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Resumo

---

Para a obtenção de uma peça injetada, para além de muitos fatores, é necessário a existência de um molde bem projetado. Para tal, é possível recorrer a diversas ferramentas que auxiliam os projetistas nessa tarefa, entre elas a análise do comportamento mecânico recorrendo à simulação numérica. Atualmente, alguns moldes de injeção são projetados e fabricados sem uma análise mais criteriosa relativamente ao projeto mecânico do molde, o que pode levar a um projeto inadequado e com falhas logo no início dos ciclos de injeção.

Assim, este projeto tem vários objetivos, sendo o principal, fazer uma análise estrutural a moldes de injeção. Detalhando, este projeto tem como objetivos fundamentais:

- Calcular o alongamento obtido em moldes de injeção, em função da força de injeção, da área projetada e também de outros elementos;
- Calcular as deformações nas paredes laterais da chapa da cavidade, na base das chapas tanto da cavidade como da bucha e as deformações existentes na bucha tendo em conta que esta deformação depende da pressão de injeção, da área projetada e do tipo de aço das chapas;
- Comparar resultados analíticos, relativo às deformações, com os resultados obtidos da simulação de elementos finitos.
- Definir o ângulo para o travamento de elementos móveis que transmitem maior componente da força de fecho da máquina sobre o elemento móvel;
- Calcular o valor mínimo de espessura das paredes laterais da chapa da cavidade, da base da chapa da cavidade e da bucha;

Para este estudo foi escolhido um molde de injeção que pudesse ser sujeito às solicitações especificadas nos objetivos. Para tal, este molde foi sujeito a uma simplificação, já que é um molde bastante complexo, permitindo a diminuição do tempo, dos recursos computacionais necessários e evita erros que possam aparecer na conversão de ficheiros e na geração da malha de elementos finitos.

Neste estudo, o foco será na avaliação de resultados, nomeadamente nas deformações obtidas, no ângulo de travamento e espessuras calculadas analiticamente, e na comparação entre os resultados analíticos e as simulações numéricas efetuadas.

*Palavras-chave: Moldes de Injeção, Análise Estrutural, Projeto Mecânico, Elementos Finitos, Plásticos*

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Abstract

---

To obtain an injected part, in addition to many factors, it is necessary to have a well-designed mold. For this, it is possible to use several tools that help the designers in that task and among them is the analysis of the mechanical behaviour using the numerical simulation. Nowadays, some injection molds are designed and manufactured without a more careful analysis of the mechanical project of the mold, which leads to an inadequate project and failures in early injection cycles.

Thus, this project has many objectives, being the main objective to make a structural analysis of injection molds. In more detail, the fundamental objectives of this project are:

- Calculate the elongation obtained in an injection mold, as a function of the injection force, of the projected area and also of other elements;
- Calculate the deformations in the side walls of the cavity plate, in the base of the cavity plate and core plate and the deformations in the core itself, taking into account that this deformation depends on the injection pressure, the projected area and the steel type of the plates;
- Compare analytical results, related to deformations, with the results obtained from finite element simulation.
- Define the angle for the locking of the sliders that transmits the largest component of the clamping force of the machine on the respective slider;
- Calculate the minimum thickness value of the sidewalls of the cavity plate, the base of the cavity plate and core plate

For this study an injection mold was chosen that could be subjected to the requests specified in the objectives. For this, this model was simplified, since it is a very complex one, which allows time reduction and the necessary computational resources and it also avoids errors that could appear in the conversion of files and in the generation of the mesh of finite elements.

In this study, the focus will be on the evaluation of the results, namely the obtained deformations, the angle of locking and thicknesses which were all analytically calculated, and in the comparison between the analytical results and the numerical simulations.

**Keywords:** Injection Molds, Structural Analysis, Mechanical Design, Finite Elements, Plastics

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Lista de figuras

---

FIGURA 1 - BALANÇA COMERCIAL [2]	2
FIGURA 2 - EXPORTAÇÕES DE MOLDES POR ZONA ECONÓMICA [2]	2
FIGURA 3 - ESTRUTURA DE UM MOLDE DE DUAS PLACAS [3]	6
FIGURA 4 - MOLDES DE CANAIS QUENTES [3]	9
FIGURA 5 - METODOLOGIA NO PROJETO DE MOLDES DE INJEÇÃO [4]	11
FIGURA 6 - FASES DO CICLO DE INJEÇÃO [6]	14
FIGURA 7 - ELEMENTO MÓVEL PASSANTE [4]	20
FIGURA 8 - ELEMENTO MÓVEL CÓNICO [4]	21
FIGURA 9 - ELEMENTO MÓVEL QUE NÃO PASSA TOTALMENTE A CAVIDADE [4]	21
FIGURA 10 - DIAGRAMA DE FORÇAS EXISTENTES DURANTE O FECHO DO MOLDE [9]	24
FIGURA 11 - DEFORMAÇÕES CARATERÍSTICAS NO MOLDE [9]	25
FIGURA 12 - INSERTO MOLDANTE CIRCULAR [4]	26
FIGURA 13 - INSERTO MOLDANTE RETANGULAR [4]	27
FIGURA 14 - MÉTODO DE REES [4]	29
FIGURA 15 - MÉTODO DA SOBREPOSIÇÃO [9]	31
FIGURA 16 - DISSECAÇÃO DE UM MOLDE CILÍNDRICO [9]	32
FIGURA 17 - EXPANSÃO DE CAVIDADES CILÍNDRICAS [9]	33
FIGURA 18 - MOLDE COM A CAVIDADE CIRCULAR [4]	34
FIGURA 19 - MOLDE COM A CAVIDADE RETANGULAR [4]	34
FIGURA 20- VIGA APOIADA NAS EXTREMIDADES COM CARGA DISTRIBUÍDA UNIFORME [4]	36
FIGURA 21 - VIGA ENCASTRADA COM PRESSÃO UNIFORME [4]	36
FIGURA 22 - VIGA BI-APOIADA COM PRESSÃO UNIFORME [4]	37
FIGURA 23 - COMPRESSÃO DE BUCHAS CILÍNDRICAS [9]	38
FIGURA 24 - MOLDE COM ELEMENTOS MÓVEIS [4]	40
FIGURA 25 - MOLDE COM ELEMENTOS MÓVEIS APOIADOS [4]	41
FIGURA 26 - ESQUEMA DOS ELEMENTOS MÓVEIS [4]	42
FIGURA 27 - MOLDE SUBMETIDO À COMPRESSÃO [4]	43
FIGURA 28 - COMPONENTE 3D SÓLIDO E MALHA SÓLIDA DO MESMO	44
FIGURA 29 - PROBLEMAS NA GERAÇÃO DA MALHA	45
FIGURA 30 - ELEMENTOS COM AR DE VALOR 1 E VALOR 14 [5]	45
FIGURA 31 - 3 CASOS DE ESFORÇOS NOS MOLDES DE INJEÇÃO [4]	47
FIGURA 32 - ESPESSURA DAS PAREDES LATERAIS EM CAVIDADES RETANGULARES [4]	48
FIGURA 33 - VARIÁVEIS EXISTENTES EM CAVIDADES CIRCULARES COM CHAPAS DE CAVIDADES CIRCULARES [4]	49

FIGURA 34 - VARIÁVEIS EXISTENTES EM CAVIDADES CIRCULARES COM CHAPAS DE APERTO RETANGULARES [4]	49
FIGURA 35 - ESPESSURA DA BASE DA CHAPA DA CAVIDADE [4]	50
FIGURA 36 - DISTÂNCIA MÍNIMA ENTRE AS CAVIDADES DO MOLDE COM POSTIÇOS [4]	51
FIGURA 37 - MOLDE COM MÚLTIPLAS CAVIDADES E COM ELEMENTOS EM CUNHA [4]	52
FIGURA 38 - ESPESSURA DA PAREDE LATERAL DA CAVIDADE NUM MOLDE COM ELEMENTOS MÓVEIS [4]	53
FIGURA 39 - ESPESSURA DA PAREDE LATERAL EM MOLDES CIRCULARES COM ELEMENTOS MÓVEIS [4]	53
FIGURA 40 - APLICAÇÃO DA PRESSÃO DE INJEÇÃO NUM ELEMENTO MÓVEL [4]	54
FIGURA 41 - DECOMPOSIÇÃO DA FORÇA DE INJEÇÃO [4]	54
FIGURA 42 - FORÇA DE ATRITO NA CHAPA DE DESLIZE [4]	55
FIGURA 43 - ÁREA DE AÇÃO DA PRESSÃO EM CHAPAS DE CAVIDADES RETANGULARES [4]	56
FIGURA 44 - ÁREA DE AÇÃO DA PRESSÃO EM CHAPAS DE CAVIDADES CIRCULARES [4]	56
FIGURA 45 - DIMENSÕES DA PEÇA EM "L"	57
FIGURA 46 - GRÁFICO PARA O CÁLCULO DE DEFORMAÇÕES EM BUCHAS RECTANGULARES [9]	60
FIGURA 47 - FUNCIONAMENTO DE ELEMENTOS MÓVEIS [9]	61
FIGURA 48 - MP3374	65
FIGURA 49 - CAVIDADE E BUCHA DO MP3374 COMPLETO	65
FIGURA 50 - CAVIDADE E BUCHA DO MP3374 SEM ACESSÓRIOS	66
FIGURA 51 - PEÇA DO MP3374	66
FIGURA 52 - PEÇA EM FORMA DE "L"	69
FIGURA 53 - CAVIDADE E BUCHA DO MOLDE EM "L"	69
FIGURA 54 - MALHA DE ELEMENTOS FINITOS NA CAVIDADE E NA BUCHA	69
FIGURA 55 - RESTRIÇÕES E PRESSÕES NA CAVIDADE E NA BUCHA	70
FIGURA 56 - DEFORMAÇÃO MÁXIMA NA CAVIDADE EM "L"	71
FIGURA 57 - TENSÃO MÁXIMA NA CAVIDADE EM "L"	72
FIGURA 58 - FORÇA DE REAÇÃO MÁXIMA NA CHAPA DE APERTO DA CAVIDADE EM "L"	72
FIGURA 59 - DEFORMAÇÃO MÁXIMA NA BUCHA EM "L"	73
FIGURA 60 - TENSÃO MÁXIMA NA BUCHA EM "L"	74
FIGURA 61 - FORÇA DE REACÇÃO MÁXIMA NA BUCHA EM "L"	74
FIGURA 62 - APLICAÇÃO DAS FORÇAS NO MOLDE EM "L"	75
FIGURA 63 - DEFORMAÇÃO MÁXIMA NO MOLDE EM "L"	76
FIGURA 64 - TENSÃO MÁXIMA NO MOLDE EM "L"	76
FIGURA 65 - FORÇA DE REAÇÃO MÁXIMA NO MOLDE EM "L"	77
FIGURA 66 - CAVIDADE E BUCHA SIMPLIFICADOS	78
FIGURA 67 - MALHA DE ELEMENTOS FINITOS NA CAVIDADE	78
FIGURA 68 - RESTRIÇÕES E PRESSÕES NA CAVIDADE	79
FIGURA 69 - RESULTADOS INICIAIS NA CAVIDADE (1 N/MM <sup>2</sup> )	79
FIGURA 70 - DEFORMAÇÃO MÁXIMA NO EIXO DOS YY	80

FIGURA 71 - RESULTADOS DE TENSÃO NA CAVIDADE	81
FIGURA 72 - RESULTADOS DA FORÇA DE REAÇÃO	82
FIGURA 73 - RESTRIÇÕES E PRESSÕES NA BUCHA	83
FIGURA 74 - RESULTADOS INICIAIS NA BUCHA (1 N/MM <sup>2</sup> )	83
FIGURA 75 - TENSÃO RESULTANTE NA BUCHA	84
FIGURA 76 - FORÇA DE REAÇÃO NA BUCHA	85
FIGURA 77 - DEFORMAÇÕES NAS PAREDES LATERAIS NA CHAPA DAS CAVIDADES	86

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Lista de tabelas

---

TABELA 1 – CONTRAÇÃO EM MATERIAIS POLIMÉRICOS [4]	13
TABELA 2 - CASOS DE DEFLEXÃO NA BUCHA [4]	39
TABELA 3 - CARATERÍSTICAS DOS AÇOS DO MP3374	67
TABELA 4 - ACESSÓRIOS NO MP3374	68
TABELA 5 - DEFORMAÇÕES NA CAVIDADE EM "L"	71
TABELA 6 - DEFORMAÇÕES DA BUCHA EM "L"	73
TABELA 7 - VALORES DE DEFORMAÇÃO MÁXIMA NA CAVIDADE DO MP3374	80
TABELA 8 - VALORES DE DEFORMAÇÃO MÁXIMA NA BUCHA DO MP3374	84

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## Lista de siglas

---

CAD – *Computer Aided Design*

CAM – *Computer Aided Manufacturing*

CAE – *Computer Aided Engineering*

AR – *Aspect Ratio*

DIN - *Deutsches Institut für Normung e.V.*

PA – Poliamida

PVC – Policloreto de Vinilo

PS – Poliestireno

ABS – Acrilonitrilo-butadieno-estireno

PP – Polipropileno

PC – Policarbonato

POM – Polioximetileno

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Índice

---

<b>DEDICATÓRIA</b>	<b>III</b>
<b>AGRADECIMENTOS</b>	<b>V</b>
<b>RESUMO</b>	<b>VII</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>IX</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>XI</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>XV</b>
<b>LISTA DE SIGLAS</b>	<b>XVII</b>
<b>ÍNDICE</b>	<b>XIX</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>5</b>
<b>2.1 Conceitos básicos na indústria dos moldes .....</b>	<b>5</b>
2.1.1 Estrutura do molde .....	5
<b>2.2 Tipos de moldes de injeção .....</b>	<b>7</b>
2.2.1 Moldes de canais quentes .....	8
<b>2.3 Etapas no projeto de moldes de injeção.....</b>	<b>10</b>
<b>2.4 Ciclo de injeção .....</b>	<b>14</b>
<b>2.5 Comportamento mecânico dos termoplásticos .....</b>	<b>15</b>
<b>2.6 Aços para moldes de injeção .....</b>	<b>16</b>
<b>2.7 Projeto mecânico de moldes de injeção .....</b>	<b>18</b>
2.7.1 Forças de fecho .....	18
2.7.2 Forças causadas pela unidade de injeção .....	19
2.7.3 Forças de injeção .....	19
2.7.4 Forças nos elementos móveis.....	20
2.7.5 Forças de abertura .....	21
2.7.6 Forças de extração .....	22
2.7.7 Forças causadas pela diferença de temperatura do Molde.....	22
<b>3. DIMENSIONAMENTO MECÂNICO DE MOLDES DE INJEÇÃO</b>	<b>23</b>

<b>3.1</b>	<b>Deformações nos moldes de injeção .....</b>	<b>24</b>
<b>3.2</b>	<b>Dimensionamento mecânico de insertos moldantes .....</b>	<b>26</b>
<b>3.3</b>	<b>Dimensionamento mecânico das paredes laterais da chapa das cavidades .....</b>	<b>27</b>
3.3.1	Método de Glanvill .....	28
3.3.2	Método de Rees .....	29
3.3.3	Método de Gastrow .....	30
3.3.4	Método de Menges .....	30
3.3.5	Método de Provenza .....	33
<b>3.4</b>	<b>Dimensionamento mecânico da base das chapas da bucha e da cavidade .....</b>	<b>35</b>
3.4.1	Método de Rees .....	35
3.4.2	Método de Menges .....	36
<b>3.5</b>	<b>Dimensionamento mecânico de buchas .....</b>	<b>37</b>
<b>3.6</b>	<b>Dimensionamento mecânico de elementos móveis.....</b>	<b>40</b>
<b>3.7</b>	<b>Dimensionamento mecânico para compressão .....</b>	<b>43</b>
<b>3.8</b>	<b>Simulação numérica em moldes de injeção .....</b>	<b>43</b>
<b>3.9</b>	<b>Cálculo mecânico para moldes de injeção .....</b>	<b>46</b>
3.9.1	Paredes laterais da chapa 2 para cavidades retangulares.....	47
3.9.2	Paredes laterais da chapa 2 para cavidades circulares .....	48
3.9.3	Base da chapa da cavidade.....	50
3.9.4	Parede entre as cavidades.....	50
3.9.5	Paredes laterais da chapa da cavidade em moldes com elementos móveis.....	52
<b>4.</b>	<b>UTILIZAÇÃO ANALÍTICA DO MÉTODO DE MENGES</b>	<b>57</b>
<b>4.1</b>	<b>Cálculo do alongamento .....</b>	<b>58</b>
<b>4.2</b>	<b>Cálculo de deformações nas paredes laterais da chapa das cavidades .....</b>	<b>58</b>
<b>4.3</b>	<b>Cálculo de deformações na base da chapa da cavidade e da chapa da bucha .....</b>	<b>59</b>
<b>4.4</b>	<b>Cálculo de deformações na bucha .....</b>	<b>60</b>
<b>4.5</b>	<b>Cálculo do ângulo de travamento de elementos móveis .....</b>	<b>61</b>
<b>4.6</b>	<b>Cálculo da espessura das paredes laterais da chapa das cavidades .....</b>	<b>63</b>

4.7	Cálculo da espessura da base da chapa das cavidades e da chapa das buchas .....	63
<b>5.</b>	<b>ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM MOLDE</b>	<b>65</b>
5.1	Especificações técnicas do MP3374 .....	66
5.2	Molde simples em “L” .....	68
5.2.1	Resultados na análise da cavidade em “L” .....	70
5.2.2	Resultados na análise da bucha em “L” .....	73
5.2.3	Resultados da análise do molde completo em “L” .....	75
5.3	Simplificação da cavidade e da bucha do MP3374 .....	77
5.4	Simulação de elementos finitos (cavidade) .....	78
5.5	Simulação de elementos Finitos (bucha) .....	82
5.6	Comparação dos resultados analíticos e os da simulação de elementos finitos .....	85
	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>89</b>
	<b>TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>91</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>93</b>
	<b>ANEXOS</b>	<b>95</b>
	<b>GLOSSÁRIO</b>	<b>97</b>







# 1. Introdução

---

O processo de moldação por injeção foi patenteado pelos irmãos Hyatt, nos Estados Unidos da América em 1872. Ao longo do século XX, este processo evoluiu bastante sendo que foi neste século que surgiu a máquina hidráulica, a máquina de parafuso alternativo e também a máquina elétrica [1]. No início, este processo foi desenvolvido para a transformação de resinas termoendurecíveis mas o processo desenvolveu-se com o advento dos materiais termoplásticos que se verificou logo a seguir à 2ª Guerra Mundial.

Atualmente, este processo é um dos mais importantes na transformação de materiais poliméricos, sendo que tem uma grande importância nos grandes mercados consumidores, como as indústrias de embalagem, automóvel, eletrónica e construção civil. O facto de este processo ter diversas vantagens fez com que tivesse sucesso, sendo que as tais vantagens são a grande reprodutibilidade, a precisão dimensional, a elevada cadência de produção e a grande flexibilidade em termos de geometria e dimensões das moldações [1].

A indústria portuguesa de moldes tem vindo a crescer e a consolidar a sua notoriedade no mercado internacional, sendo impulsionada pela procura externa e pelo conjunto de competências e capacidades produtivas que oferece aos seus clientes.

Portugal encontra-se entre os principais fabricantes mundiais de moldes, principalmente na área dos moldes para injeção de plásticos (8º a nível mundial e 3º a nível europeu), exportando atualmente mais de 85% da produção total [2].

O setor português de moldes possui cerca de 450 empresas, incluindo a MOLIPOREX, S.A., que se dedicam à conceção, desenvolvimento e fabrico de moldes e ferramentas especiais, sendo que a maior parte destas empresas se localiza nas regiões da Marinha Grande e Oliveira de Azeméis.

Em 2016, a exportação de moldes atingiu um valor superior a 600 milhões de euros, o que fez com que se tornasse o melhor ano de sempre da indústria em termos de produção e exportação, sendo que o valor de produção de moldes estimado foi cerca de 626 milhões de euros, como se pode verificar na Figura 1. Face a 2015, trata-se de um crescimento de 6%. Estes dados só provam que Portugal tem uma elevada capacidade de adaptação às necessidades dos seus clientes e às evoluções dos mercados e das tecnologias [2].

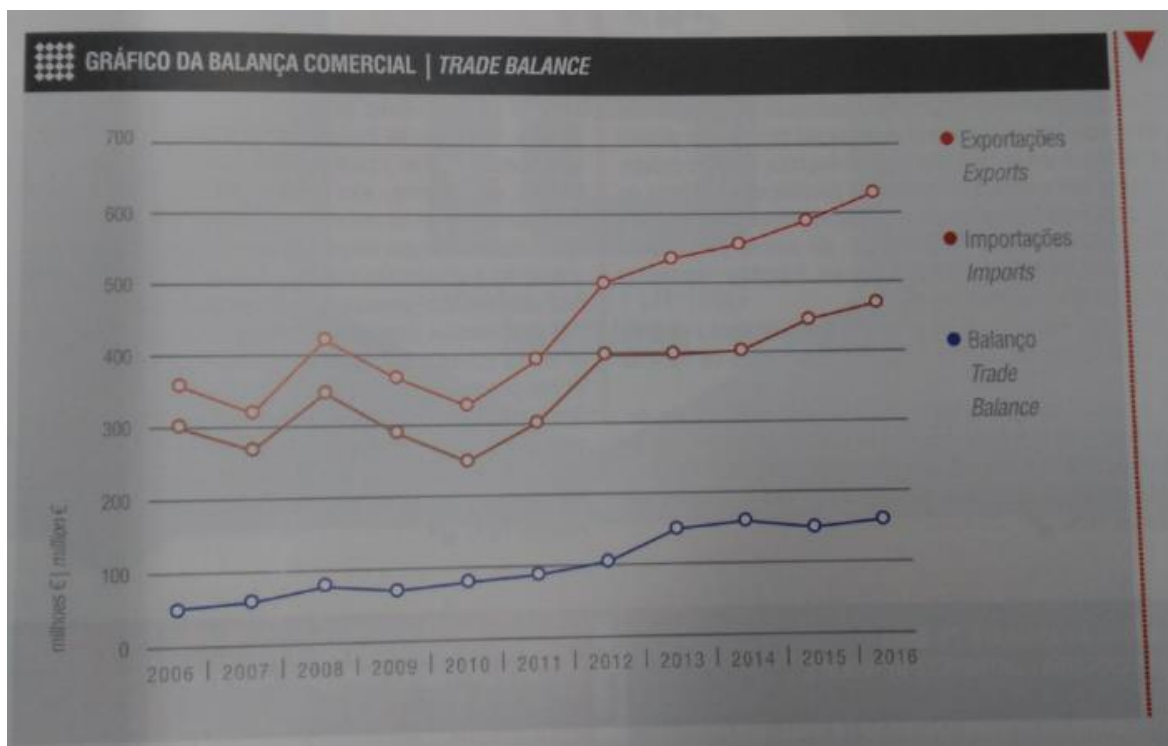


Figura 1 - Balança comercial [2]

Em termos de importância das regiões económicas, pode-se verificar na Figura 2 a preponderância do mercado europeu, já que representa 87% do total das exportações na União Europeia, sendo que se deve referir que tem havido um decréscimo de exportações para os Estados Unidos da América nos últimos anos, devido à deslocalização de empresas clientes existentes neste mercado para países com mão-de-obra mais barata e à depreciação do dólar face ao euro [2].



Figura 2 - Exportações de moldes por zona económica [2]

Apesar destes estudos, espera-se nos próximos anos uma alteração neste contexto, principalmente devido à re-industrialização da economia norte-americana, à diminuição dos custos de produções locais de energia e a aproximação verificada em 2016 na relação euro-dólar, tornando o sector muito competitivo na região [2].

Através de diversos dados estatísticos, existe o facto de que a indústria automóvel ter vindo a consolidar o seu crescimento e importância no desenvolvimento do sector de moldes, tendo evoluído de 14%, em 1991, para 74%, em 2016. Para além da indústria automóvel, também a indústria de embalagem tem vindo a crescer, representando cerca de 10% da produção nacional de moldes. Também já se produzem moldes para outros sectores de importância mundial para a economia, nomeadamente a indústria aeronáutica e de dispositivos médicos [2].

O crescente aumento de empresas de moldes obriga à constante atualização e inovação das empresas para se manterem competitivas em termos de prazos, preços e qualidade de serviço. Contudo, os custos de produção dos moldes atingem valores muito elevados e que ocupam lugares consideráveis na orçamentação das empresas nacionais que, na maior parte dos casos, se traduzem em entidades de pequena e média dimensão que têm volumes de negócio influenciados pelos custos de produção.

Perante este desafio, o principal objetivo desta tese é realizar uma análise estrutural de um molde, utilizando um programa de elementos finitos, o *NX 11.0* da SIEMENS PLM, e avaliar a possibilidade de utilizar estes resultados para melhorar o comportamento de moldes ainda por produzir. Isto permite a incremento do coeficiente de segurança utilizado no dimensionamento de moldes e a diminuição dos custos de produção.

O foco desta análise estrutural de moldes de injeção é propor um procedimento para o dimensionamento mecânico de moldes de injeção que permita acelerar o processo de desenvolvimento do projeto de molde, reduzir a possibilidade de tomar decisões erradas e soluções de projeto inadequadas e auxiliar a qualidade de projeto do molde. Para além de moldes simples, também serão focados moldes com elementos móveis e postigos que tornam os moldes de injeção mais complexos.



## 2. Revisão Bibliográfica

---

Os moldes são equipamentos que permitem a moldação das peças numa máquina de injeção e podem variar em tamanho, tipo ou grau de complexidade. Na sua forma mais simplificada, são constituídos por duas metades (bucha e cavidade) que se ajustam, definindo um volume, a cavidade, com a configuração da peça que se pretende obter.

O grau de sofisticação do projeto e do tipo de molde depende, basicamente, de aspetos económicos e tecnológicos, tais como o número de peças a produzir, as especificações estipuladas para as mesmas e a capacidade da máquina em que ele vai trabalhar [3].

### 2.1 Conceitos básicos na indústria dos moldes

---

Um molde deverá produzir peças de qualidade, num tempo de ciclo o mais curto possível, com o mínimo de manutenção no tempo de serviço e desempenhar, de forma correta, as funções associadas à execução do ciclo de injeção, ou seja, deve permitir o enchimento da cavidade, ou cavidades dependendo do molde, com o fundido, deve definir o volume com a forma da peça a produzir, facilitar o arrefecimento do material dentro da cavidade, permitir a extração da peça e, simultaneamente, assegurar a reprodutibilidade dimensional [3].

#### 2.1.1 Estrutura do molde

---

A estrutura de um molde de duas placas (Figura 3) é constituída por uma parte fixa (lado da injeção) e por uma parte móvel (lado da extração). O lado da injeção é formado pela chapa de aperto da injeção e a chapa das cavidades enquanto que o lado da extração é constituída pela chapa da bucha, a chapa de reforço da bucha, os calços (permitem definir o espaço necessário aos movimentos do sistema de extração e contribuem para a altura mínima do molde exigível pela máquina onde vai ser montado) e a chapa de aperto da extração [3].

Na chapa das cavidades (ou num postigo montado nessa chapa) é maquinada a cavidade que define a forma exterior da peça, sendo que na chapa das buchas é maquinada a bucha que define a forma interior da peça. Quando o molde fecha, a chapa das cavidades e a chapa das buchas entram em contacto, definindo a peça que se pretende produzir.

É de mencionar que a cavidade e a bucha podem estar situadas indiferentemente na parte fixa ou na parte móvel do molde, contudo, é mais comum a configuração descrita, ou seja em que a cavidade fica na parte fixa e a bucha na parte móvel, já que facilita a extração dos componentes injetados.

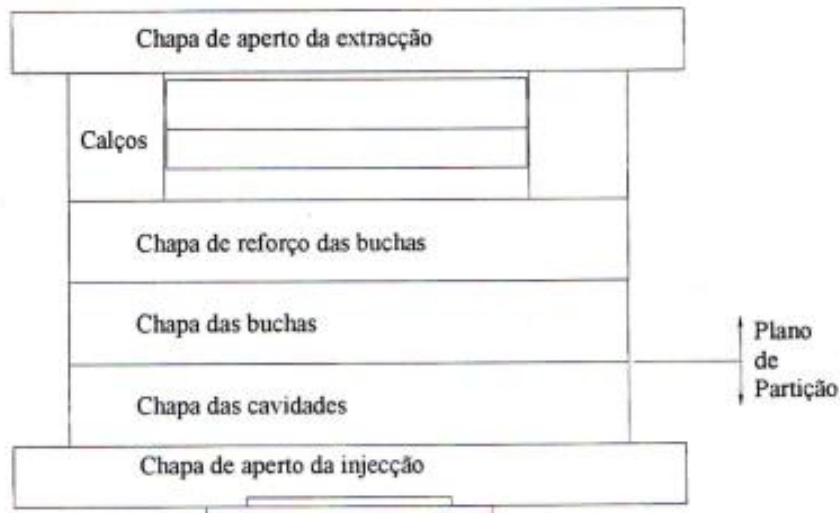


Figura 3 - Estrutura de um molde de duas placas [3]

Um molde pode ser considerado como uma estrutura onde são montados os denominados sistemas funcionais que compreendem a moldação, a estrutura que assegura a solidez estrutural do molde, a centragem e o guiamento, a alimentação, a extração e o sistema de controlo de temperatura. Estes sistemas são:

- Sistema de alimentação – responsável por guiar o material plástico fundido até à cavidade moldante, passando através da bucha de injeção, dos canais de alimentação, quer sejam quentes ou frios e do ponto de injeção [4];
- Sistema de refrigeração – constituído por um conjunto de canais que são responsáveis pela refrigeração do molde e do componente. A regulação e a gestão da temperatura são feitas tipicamente através de canais de arrefecimento dentro da cavidade e da bucha do molde;
- Sistema de cavidades – dá forma ao componente, logo deve distribuir o material plástico fundido, suportar a pressão desse material e garantir a qualidade superficial e dimensional do componente. Também se podem utilizar elementos móveis (movem-se na direção oposta à da de desmoldação) e postigos (para contornar impossibilidades de maquinação de uma zona moldante e facilitarem o escape de gases) [4];

- Sistema de extração – responsável pela extração do componente do molde, sem lhe causar qualquer tipo de dano ou marcas. O movimento da extração pode ser realizado pela máquina de injeção, através de mecanismos hidráulicos ou pneumáticos que já estejam montados no molde;
- Sistema de alinhamento e guia – proporciona uma perfeita movimentação de todos os elementos móveis do molde, através da sua abertura e fecho. Assegura a reprodutibilidade dimensional das peças. Deve-se referir que os próprios sistemas de guiamento internos do molde realizados através de guias e casquilhos, nomeadamente o guiamento principal e o guiamento da unidade de extração, têm um papel fundamental, já que cada vez que o molde abre, este tem de regressar à mesma posição que se encontrava quando fechado [4].
- Sistema de escape de gases – permite que o ar existente nas zonas moldantes possa sair à medida que são preenchidas pelo material plástico. Estes rasgos devem ser colocados ao longo de toda a peça, principalmente nas zonas onde se dá o fim do enchimento ou a confluência de frentes de fluxo [4].

Em suma, os moldes são sistemas mecânicos complexos constituídos por vários elementos que podem formar diversos subsistemas. É evidente que alguns elementos só estão presentes em certos tipos de moldes de injeção, enquanto outros estão presentes em todos os moldes.

## 2.2 Tipos de moldes de injeção

---

Os moldes de injeção para termoplásticos podem classificar-se em três tipos principais: de canais frios, de canais isolados ou de canais quentes.

Existem mais tipos de moldes de injeção, como por exemplo, moldes com movimentos laterais, moldes com movimentos rotativos, moldes de três placas, moldes de duas placas, moldes de desenroscamento automáticos e moldes *sandwich*.

Nos moldes de canais frios ou convencionais, a produção das peças é acompanhada da extração do sistema de alimentação. Dentro dos moldes de canais frios, existem dois subtipos de moldes: os moldes de duas placas e os de três placas.

Os moldes de duas placas são assim denominados devido ao facto de terem duas “partes”, uma fixa e outra móvel, definindo um plano de partição, por onde é extraída a peça e o sistema de alimentação. Estes são os moldes mais comuns por serem os de

conceção mais simples. As principais desvantagens destes moldes são os que obrigam à separação manual do sistema de alimentação e não permitem a alimentação central em moldes de mais de uma cavidade [3].

Por outro lado, temos os moldes de três placas, em que existem três “partes”, uma fixa, uma móvel e uma placa flutuante entre as duas, que definem dois planos de partição (um onde é extraída a peça e outro onde é extraído o sistema de alimentação). Isto permite a alimentação central em moldes com várias cavidades e assegura a separação automática do sistema de alimentação. Contudo, além de ser muito complexo, existe o risco de encravamento do sistema de alimentação dentro do molde, devido à maior dificuldade da sua extração [3].

Relativamente aos moldes de canais isolantes convencionais, basicamente estes são moldes de três placas, só que os canais do sistema de alimentação têm um diâmetro elevado, normalmente, entre 25 a 30 mm. Devido à má condutividade dos plásticos, a zona central do canal não tem tempo de arrefecer durante o ciclo de moldação, o que mantém o canal “aberto” para a injeção no ciclo seguinte, logo, o sistema de alimentação não tem de ser extraído, podendo a “placa do flutuante” ser aparafusada à parte fixa.

O principal problema prende-se com o controlo da zona do ataque. Se este for pequeno ou se houver uma perturbação do ciclo de moldação, o ataque pode solidificar, “entupindo” o sistema de alimentação, obrigando à paragem da produção e conseqüente desmontagem de partes do molde, de modo a fazer a remoção manual do sistema de alimentação. No caso de ser grande, então corre-se o risco do material “babar”. Devido a estas razões, este tipo de moldes caíram praticamente em desuso [3].

### 2.2.1 Moldes de canais quentes

---

Na indústria de moldes de injeção de plástico, os moldes de canais quentes são os mais utilizados já que oferecem muito mais vantagens do que os moldes de canais frios ou de canais isolantes, daí os outros tipos de moldes caírem cada vez mais em desuso e estes em constante evolução, logo este será o mais focado.

Define-se como moldes de canais quentes, aqueles em que o sistema de alimentação é mantido, aproximadamente, à temperatura do material do cilindro, o que faz com que não haja a solidificação dos alimentadores e jito, permitindo a produção de peças sem serem acompanhadas do sistema de alimentação que se mantém fluido dentro do molde.

A principal característica destes moldes, representado na Figura 4, é a existência de um distribuidor ou carburador entre a chapa de aperto da injeção e a chapa das cavidades, onde são maquinados os alimentadores. O distribuidor é um bloco isolado do resto do molde por uma camada de ar e o seu aquecimento faz-se através de resistências elétricas que são ligadas e desligadas em função da temperatura medida por termopares que estão ligados a controladores de temperatura [3].

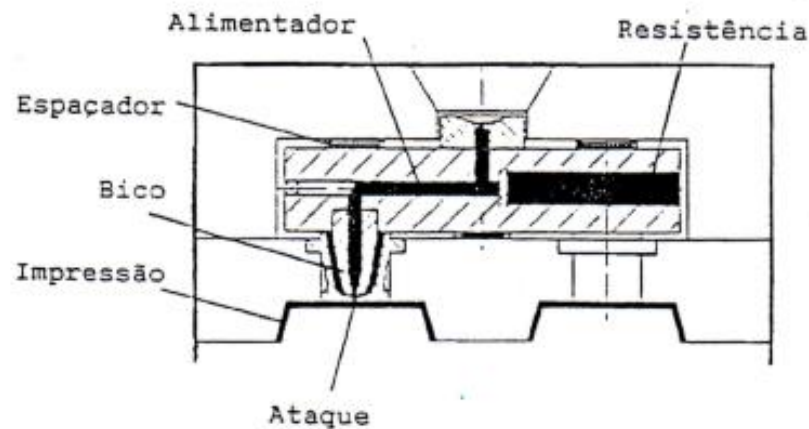


Figura 4 - Moldes de canais quentes [3]

Existem dois tipos de moldes quentes:

- Distribuidor frio – as resistências de aquecimento são montadas no interior dos canais do sistema de alimentação que são por isso anelares. Como o plástico é um mau condutor e circunda as resistências de aquecimento, o calor não passa para o distribuidor que se mantém a uma temperatura próxima da do resto do molde, podendo ser solidamente fixo ao resto do molde [3].
- Distribuidor quente – as resistências são montadas no exterior dos canais que são circulares e como as resistências de aquecimento estão montadas no distribuidor, então este tem de ser isolado do resto do molde, minimizando as perdas de calor. Como o distribuidor é de fácil construção e os alimentadores são circulares, que é a geometria mais favorável [3].

As principais vantagens dos moldes de canais quentes em relação aos outros moldes são:

- Reduz o tempo de ciclo, já que o tempo de abertura e fecho é menor (como só há a extração das peças e não do sistema de alimentação, o curso de abertura pode ser mais pequeno), o tempo de injeção é menor (a quantidade de material na injeção é menor, já que não é necessário “encher” o sistema de

alimentação, mas apenas as peças), e, por fim, o tempo de arrefecimento também é menor [3];

- Aumenta a capacidade de injeção, uma vez que a quantidade de material a injetar é efetivamente menor, podendo serem utilizadas máquinas com menor capacidade;
- Diminui o trabalho de acabamento, já que as peças podem ser utilizadas logo após a extração;

Apesar das diversas vantagens que este tipo de moldes proporciona, existem evidentemente desvantagens que não devem ser desvalorizadas;

- Maior investimento inicial, uma vez que os sistemas de canais quentes têm um maior custo financeiro e necessitam de sistemas de regulação e controlo;
- Maior complexidade do molde e do seu projeto, sendo que as eventuais correções também têm um elevado custo [3];
- Maior possibilidade de avarias;
- Apresentam certas limitações na utilização com materiais sensíveis à degradação térmica.

## 2.3 Etapas no projeto de moldes de injeção

---

O processo de projeto de moldes de injeção é baseado principalmente no conhecimento prático, ou seja, utiliza-se o método de tentativa e erro. Tipicamente, as ferramentas são desenvolvidas com base na experiência adquirida em projetos similares [4].

Contudo, devido ao aumento de produtos complexos e à evolução tecnológica, o método de tentativa e erro é fortemente criticado, fazendo com que seja necessário procurar novas alternativas. Esta evolução tecnológica permitiu a realização de tarefas que supostamente eram inviáveis, a redução de tempo de projeto e fabrico.

O projeto de moldes de injeção está na sua segunda revolução computacional. A primeira ocorreu quando os projetistas começaram a trabalhar em estações de trabalho de CAD (*Computer Aided Design*) com ficheiros 2D. Atualmente, essa forma de projetar está a ser substituída pela modelação sólida em 3D. O uso desta tecnologia possibilita a automação de certas atividades de projeto, como por exemplo, a geração automática da bucha, da cavidade e da lista de material necessária, além de que, permite o uso desse

mesmo modelo sólido em programas de CAM (*Computer Aided Manufacturing*) e de CAE (*Computer Aided Engineering*), diminuindo o tempo de projeto e fabrico [4].

No processo de projeto de um molde são necessárias algumas informações preliminares que devem estar bem definidas, sendo que estas referem-se ao projeto preliminar do componente, à contração da matéria-prima, às especificações da máquina de injeção, ao número de cavidades, ao tipo de sistema de alimentação, ao método de extração, ao sistema de alinhamento e guia, à transmissão de forças, à montagem na máquina, ao sistema de refrigeração, entre outras características do molde.

Há diversas metodologias que podem ser aplicadas ao projeto de um molde, sendo que a que está representada na Figura 5, sugerida por Menges, é a mais completa, já que considera as principais etapas do projeto de um molde de injeção e as correlações entre as etapas e o projeto do componente [4].

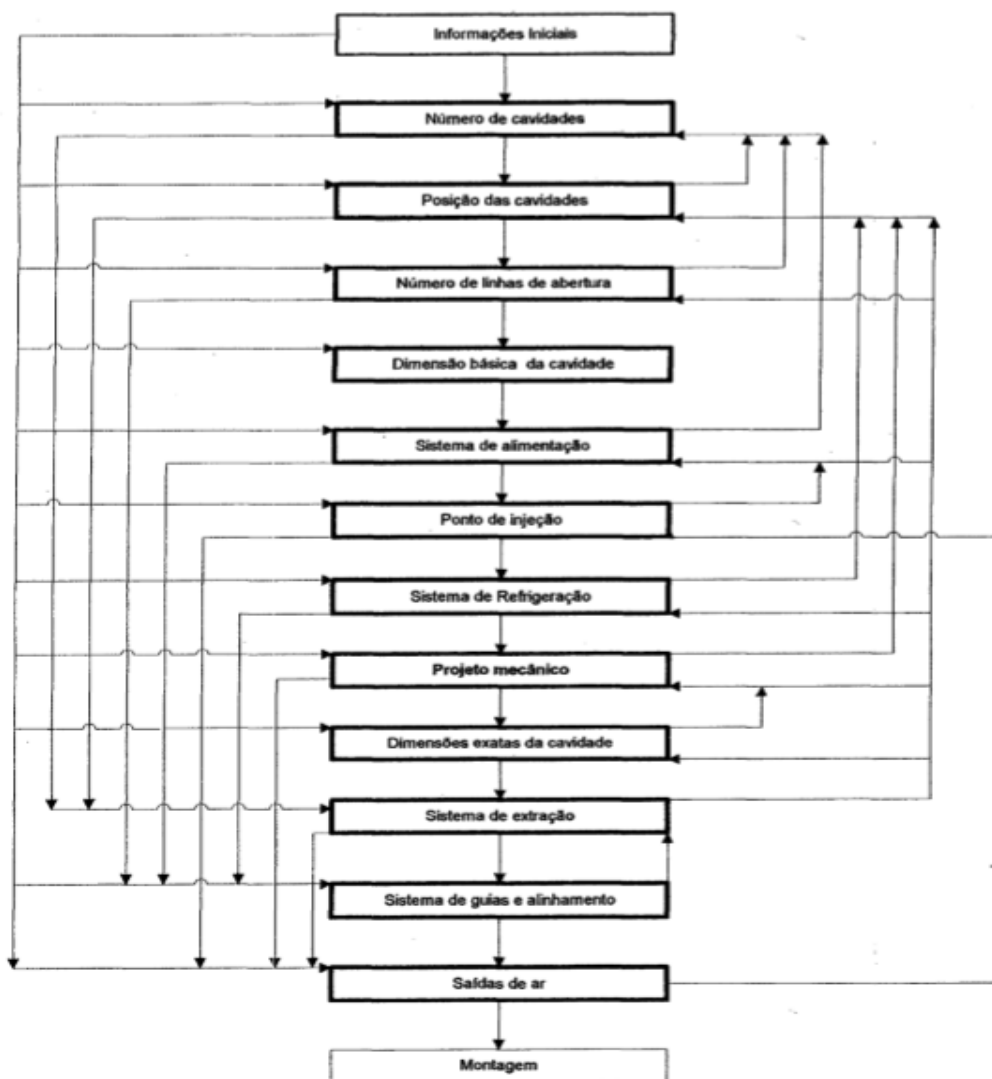


Figura 5 - Metodologia no projeto de moldes de injeção [4]

- Informações iniciais – informações necessárias para iniciar o projeto de um molde, como o projeto da peça e requisitos de fabrico (número de peças, custos, prazos, geometria, matéria-prima, tolerância, qualidade superficial);
- Número de cavidades – na primeira fase do projeto faz-se a determinação do número de cavidades que o molde irá ter. Para tal, é necessário ter em consideração a máquina de injeção disponibilizada, a qualidade e custo da peça e prazos [4];
- Posição das cavidades – a disposição das cavidades depende do número de cavidades, podendo seguir o *layout* circular em série ou simetricamente, apesar de que as cavidades devem ser posicionadas a partir da posição da bucha, o que implica que todas as cavidades tenham preenchimento volumétrico simultaneamente, o material plástico tenha a mesma temperatura, o comprimento dos canais de distribuição sejam minimizados e que as forças nas placas estejam equilibradas;
- Número de linhas de abertura – é influenciado pela geometria do componente, número de cavidades, sistema de alimentação, ponto de injeção e sistema de extração, já que uma única linha de abertura implica que o molde seja de duas placas ou de canal quente enquanto que se tiver mais de uma linha de abertura, então o molde será de três placas ou *sandwich* [4];
- Dimensão básica da cavidade – é necessário o prazo do projeto detalhado do componente de plástico que irá ser injetado, daí esta fase estar diretamente relacionada com as dimensões do componente;
- Sistema de alimentação – tem como principal função guiar o material plástico fundido desde a saída do bico injetor até o ponto de injeção na entrada da cavidade. O projeto do sistema de alimentação consiste em dimensionar os canais, de maneira a minimizar a perda de carga e refugo de plástico, além de manter o plástico fluído, dentro da temperatura adequada para processamento [4];
- Ponto de injeção – é a ligação do sistema de alimentação à cavidade. Geralmente, tem a menor espessura do molde. Para projetar o ponto de injeção, tem que se saber a sua localização, o tipo e o tamanho;
- Sistema de refrigeração – tem como função remover o calor do molde, solidificando o plástico fundido. [4];

- Projeto mecânico - será discutido mais adiante na secção 2.4;
- Dimensões exatas da cavidade (contração) – cada plástico possui um percentual de contração diferente, logo o projetista do molde deve prever essa característica da matéria-prima, acrescentando o percentual de contração do plástico às dimensões iniciais da cavidade, de modo a que as dimensões finais da peça, após ter sido injetada, estejam segundo o que foi projetado. Na Tabela 1 encontra-se alguns valores de contração para diferentes matérias-primas;
- Sistema de extração – deve-se basear numa análise das forças necessárias para extrair o componente, já que assim o projetista poderá escolher qual a melhor solução para o sistema de extração e a sua disposição. A força de extração depende dos parâmetros de processamento utilizados e do acabamento superficial da cavidade e da bucha;
- Sistema de alinhamento e guia – é imprescindível atingir as tolerâncias requeridas, garantindo um ajuste perfeito [4];
- Saídas de ar – são implementadas após a aprovação dos componentes fabricados pelo molde, daí esta etapa ser realizada por meio de testes em que o molde é submetido a uma pequena série de produção.

**Tabela 1 – Contração em materiais poliméricos [4]**

<b>Materiais</b>	<b>Contração [%]</b>
PA (Poliamida)	1,0 a 2,5
PVC (Policloreto de Vinilo)	0,1 a 2
PS (Poliestireno)	0,2 a 0,6
ABS (Acrlonitrilo-butadieno-estireno)	0,3 a 0,8
PP (Polipropileno)	1,5 a 2,5
PC (Policarbonato)	0,5 a 0,7
POM (Polioximetileno)	2,5

## 2.4 Ciclo de injeção

O processo de injeção é um processo cíclico que envolve um conjunto de operações necessárias para produzir uma moldação, sendo que este processo se denomina por ciclo de injeção. Este é constituído por 6 fases ou operações efetuadas na máquina de injeção [6]. Este ciclo pode ser efetuado de três maneiras diferentes:

- Manual – composto por uma sequência de operações manuais que são feitas pelo operador da máquina, quando se está a afinar o processo e a controlar os parâmetros da máquina, logo, as pausas são muito frequentes [5];
- Semiautomático – necessita da ordem do operador da máquina para iniciar um novo ciclo de injeção, sendo que este é utilizado quando não se consegue fazer a extração do componente produzido automaticamente, quando é necessário intervir no molde em todos os ciclos, quando não está a produzir em série ou quando se testa moldes novos na máquina de injeção. Logo, existem algumas pausas [5];
- Automático – não necessita da intervenção do operador, sendo por isso autónomo, produtivo e as pausas não existem.

Tal como já foi referido anteriormente, o ciclo de injeção envolve seis etapas que estão representadas na Figura 6.

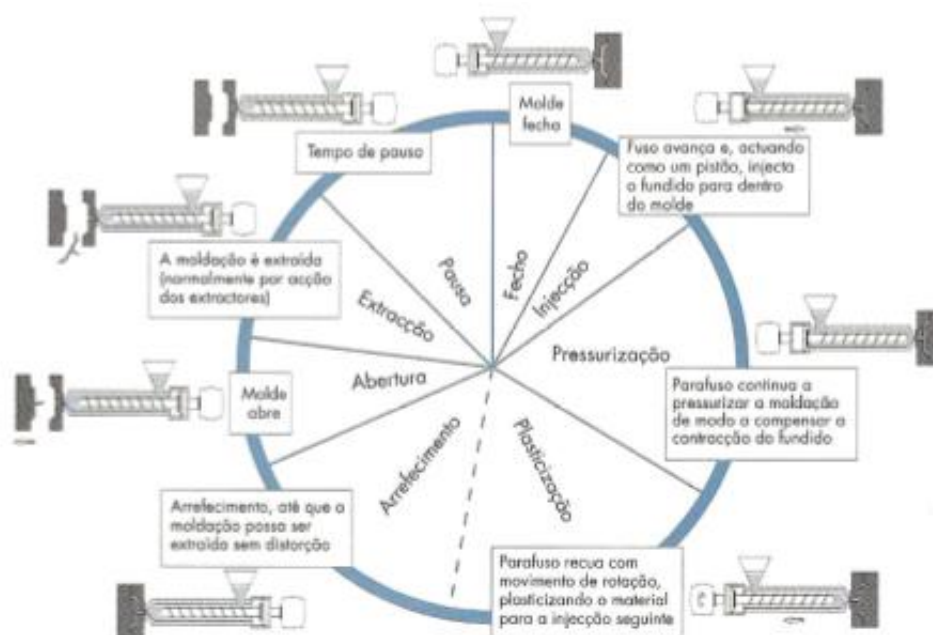


Figura 6 - Fases do ciclo de injeção [6]

O tempo de ciclo de injeção é o somatório dos tempos de injeção, pressurização, arrefecimento, abertura, extração e fecho do molde. Através de análises reológicas obtidas a partir de sistemas CAE e de ensaios práticos mostram a importância da fase de arrefecimento que consome mais de 50% do tempo de ciclo [6]. Tal como já foi referido, o tempo total de ciclo ( $T_c$ ) pode ser dividido pelo tempo de injeção e pressurização ( $t_{inj}$ ), o tempo de arrefecimento ( $t_{arref}$ ) e o tempo de abertura, extração e fecho do molde ( $t_{fae}$ ) que está representado em (1):

$$T_c = t_{inj} + t_{arref} + t_{fae} \quad (1)$$

## 2.5 Comportamento mecânico dos termoplásticos

---

As propriedades mecânicas dos materiais elásticos isotrópicos são descritas pela Lei de Hooke, representada em (2), em que ao se aplicar uma tensão ( $\sigma$ ) no material, verifica-se uma deformação ( $\varepsilon$ ) que lhe é proporcional, além de que essa tensão é independente da velocidade de deformação. No momento em que esta tensão é eliminada, o corpo recupera a sua forma inicial, sendo que o E é o Módulo de Young ou de Elasticidade [8].

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (2)$$

Os termoplásticos exibem um comportamento intermédio entre o de um sólido elástico e de um líquido viscoso ou Newtoniano (material que não consegue suportar deformações, sendo que a resposta instantânea a uma tensão é o escoamento viscoso). Assim, estes materiais apresentam uma contribuição de ambos os tipos de comportamento e a predominância do carácter elástico ou viscoso da resposta a uma carga mecânica que depende bastante do tempo da experiência, havendo no fim duas possíveis situações [8]:

- A aplicação de uma tensão durante um intervalo de tempo grande provoca um escoamento viscoso e deformação permanente no polímero, conhecido por fluência;
- A aplicação de uma carga rápida não dá tempo às cadeias das moléculas do polímero de se ajustarem à deformação aplicada, o que leva a uma resposta elástica [8].

O módulo de Young e a viscosidade ( $\eta$ ) variam com a forma de como foi feita a experiência, logo, pode-se concluir que este comportamento é viscoelástico, sendo que este pode ser estudado através de ensaios de tração uniaxial em condições normalizadas. A

equação representada em (3), onde também considera o módulo de corte (G), permite calcular a tensão de materiais viscoelásticos e é um dos modelos simples para o comportamento viscoelástico linear, também conhecido como modelo de Kevin-Voigt.

$$\sigma_{xy} = (G * \varepsilon_{xy}) + \left( \eta * \left( \frac{\partial \varepsilon_{xy}}{\partial t} \right) \right) \quad (3)$$

## 2.6 Aços para moldes de injeção

---

Os aços para moldes e ferramentas especiais têm de ser, segundo a norma DIN17007, especiais e de qualidade, sendo que os aços destinados a ferramentas sujeitas a cargas elevadas, ou para zonas moldantes com exigências de polimento ou de textura, devem ser no mínimo desgaseificados enquanto que os aços para moldes com exigências de polimento ótico têm de ser refundidos a vácuo [1].

Independentemente do processo de elaboração dos aços, estes terão geralmente comportamento isotrópico, ou seja, têm propriedades mecânicas iguais no centro, na superfície e nas três dimensões da barra de origem (comprimento, largura e espessura). Pela mesma razão, a espessura das peças deve corresponder sempre à espessura da barra de origem, logo, as peças não devem ter cortes na espessura, principalmente, se forem para temperar [1].

Tipicamente, os aços têm que ter as seguintes propriedades [9]:

- Capacidade para tratamentos térmicos sem qualquer tipo de problema;
- Grande dureza e resistência mecânica;
- Resistência a grandes temperaturas;
- Resistência à corrosão;
- Boa condutividade térmica.

Na decisão e seleção da dimensão para o aço, é necessário prever a remoção adequada do sobremetal que resulta do processo de transformação, de acordo com a norma DIN 7527 (*Deutsches Institut für Normung e.V.*). Em caso de dúvida, deve ser feita a seleção da espessura em função das dimensões finais, já que existem diversos materiais pré-maquinados, além de que a má remoção deste sobremetal pode provocar problemas no polimento, grandes deformações e fissuras nas peças temperadas [1].

Considerando as várias solicitações a que o material de construção de moldes é exposto e os requisitos que devem ser cumpridos é expectável que estas condições não

possam ser concretizadas por apenas um tipo de aço. Através da experiência de vários anos e a cooperação entre os fornecedores de aço e os seus consumidores houve um desenvolvimento no fabrico dos aços para os moldes, sendo que estes podem ser divididos em vários grupos [10]:

- Aços endurecedores (*case-hardening steels*) – são os melhores para a indústria de moldes, sendo que não são os mais dispendiosos e têm uma percentagem de utilização de 80% nessa mesma indústria. A principal vantagem deste aço é que a superfície dura torna o molde resistente ao desgaste, a bucha é resistente ao choque e a cargas cíclicas [9].
- Aços nitrurados (*nitriding steels*) – essencialmente, todos os aços que contenham algum tipo de elemento de liga que possa ser nitrurado, então esse aço pode ser nitrurado. Após o devido tratamento térmico, os moldes obtidos são muito resistentes, livres de tensões com elevada dureza superficial e uma grande resistência à corrosão [9].
- Aços de endurecimento (*through-hardening steels*) – a formação de martensite, obtida através do rápido arrefecimento, aumenta consideravelmente a sua dureza. O arrefecimento pode ser feito de três maneiras diferentes: óleo, água ou ar, sendo que o óleo é o que apresenta o efeito mais rápido e drástico. Isto aumenta a dureza dos aços e alivia tensões, o que os torna dimensionalmente estáveis quando sofrem tratamentos térmicos [9].
- Aços temperados (*tempered steels*) – temperar os aços a temperaturas superiores a 500°C decompõe a martensite em carboneto e ferro, reduzindo a dureza e a resistência do aço, mas aumenta a tenacidade e a ductilidade do mesmo [9].
- Aços martensíticos (*martensitic steels*) – estes aços combinam uma resistência e dureza incríveis através de um simples tratamento térmico. A sua estrutura consiste em apenas martensite. Depois de maquinados, os moldes são submetidos a um simples tratamento térmico, sem qualquer tipo de risco. Este aço é muitas vezes utilizado no fabrico de posições pequenos e complexos [9].
- Aços resistentes à corrosão (*corrosion-resistant steels*) – alguns materiais poliméricos libertam substâncias agressivas quimicamente durante o

processamento que podem causar ferrugem, daí que o melhor é escolher um aço que seja resistente à corrosão. Estes aços são compostos por crómio que permite uma grande resistência à corrosão [9].

- Aços refinados (*refined steels*) – quanto melhor for o polimento do aço, melhor será a qualidade superficial do aço, sendo que isto depende bastante do grau de pureza do próprio aço. Este grau depende da quantidade de substâncias não-metálicas existentes no aço, como óxidos, sulfitos e silicatos. Estes aços são os que têm o maior grau de pureza de todos os aços existentes no mercado [9].

## 2.7 Projeto mecânico de moldes de injeção

---

O projeto mecânico de moldes de injeção traduz-se no dimensionamento dos seus elementos, sendo que este deve implicar a obtenção de elementos suficientemente resistentes e que possam suportar as forças a que o molde estará submetido, sem que cause deformações conhecidas, além das especificadas no projeto [4].

As forças que atuam no molde de injeção têm duas fontes: a pressão exercida pela unidade de fecho com função de manter o molde devidamente fechado e a pressão exercida pelo plástico fundido, durante a injeção, contra as paredes da cavidade, que tende a abrir o molde. Ambas as fontes podem gerar forças ativas e relativas que atuam em várias direções em relação à abertura do molde. Estas forças podem ser de fecho ou de abertura do molde, de extração, de injeção, entre outras possibilidades [4].

### 2.7.1 Forças de fecho

---

Estas forças são cíclicas, ou seja, aumentam de zero até ao valor máximo e retorna a zero, a cada ciclo de injeção. A resultante deste conjunto de forças é a denominada força de fecho que atua na direção perpendicular à linha de abertura do molde e é responsável por manter as duas metades do molde unidas durante o ciclo de injeção até à fase de extração, sendo que atua no sentido de evitar a fuga de material plástico fundido que pode formar rebarbas na peça e opõe a de injeção, podendo ser estimada, e que leva em consideração a área projetada do produto a ser injetado sobre o lado móvel do molde e a máxima pressão de injeção [4].

As forças que podem gerar reações contrárias à força de fecho são as forças nos elementos móveis, as forças de corte causadas pelo desalinhamento dos elementos do molde e a força causada pela pressão do material plástico fundido nas paredes da cavidade. Esta força relaciona-se principalmente com o grau de acabamento superficial da cavidade do molde que é definido em função do tipo de acabamento desejado às superfícies da peça produzida.

### 2.7.2 Forças causadas pela unidade de injeção

---

As condições de processamento exigem que a unidade de injeção da máquina de injeção seja forçada contra a bucha durante a fase de injeção. Após esta fase, a unidade de injeção é afastada da bucha e configura uma força cíclica. Quando é necessário o afastamento, a unidade de injeção fica a forçar constantemente a bucha, tratando-se portanto de uma força estática, logo, a bucha deve ser robusta, de modo a suportar esta força compressiva.

No caso de moldes com canais quentes, a unidade de injeção é posicionada sobre o distribuidor, logo a força é aplicada sobre os suportes isoladores do distribuidor na placa da cavidade. Em moldes simples, a força é resultado da pressão exercida sobre a parte fixa do molde [4].

### 2.7.3 Forças de injeção

---

Estas forças ocorrem em todos os tipos de moldes e causa tensões de compressão, tração e deflexão no molde. Durante a fase de enchimento, a pressão dentro da cavidade aumenta, de acordo com a percentagem de preenchimento volumétrico da cavidade. Quando a cavidade está totalmente preenchida, o plástico atua por alguns instantes como um fluido hidráulico, sendo que a pressão é distribuída em todas as direções.

Contudo, o plástico é um fluido não Newtoniano, logo a pressão não é distribuída uniformemente dentro da cavidade, para além de que diferenças de pressão muito grandes, ao longo do caminho de fluxo que são causadas pela perda de carga imposta pelo sistema de alimentação e cavidade ao material plástico fundido [4].

A tensão de compressão é criada pela pressão de injeção a seguir ao preenchimento das cavidades e atua sobre as superfícies que estão em contacto com o plástico, comprimindo-as na direção de fecho entre as superfícies de moldação e as placas de

suporte. Como a bucha é submetida à compressão, logo requer um cuidado especial ao projetar os canais de refrigeração dentro da bucha, com o objetivo de evitar paredes muito finas.

Relativamente às tensões de tração, estas são geradas após o final da fase de injeção em que a pressão incide sobre as paredes do molde, expandindo-as. Isto tem duas consequências graves, já que a cavidade é tipicamente cruzada por canais de refrigeração, furos e parafusos e que reduzem a sua resistência mecânica, para além de que os furos são fatores de concentração de tensão e na zona de contacto entre a cavidade e a bucha, a expansão da cavidade aumentará a conicidade da cavidade, levando à perda da força de contacto de união da bucha com a cavidade, desalinhando o macho e, conseqüentemente, gera desconformidade dimensional da peça produzida [4].

Finalmente, a deflexão geralmente acontece quando o ponto de injeção não está centrado em relação à cavidade, já que a pressão de injeção tende a deslocar a bucha para a direção oposta à do ponto de injeção, devido ao plástico, causando um desbalanceamento de pressão na cavidade [4].

#### 2.7.4 Forças nos elementos móveis

---

A força de injeção pode atuar sobre um elemento móvel do molde nas seguintes possibilidades:

- Na solução de projeto em que o elemento móvel passa completamente pela cavidade, apoiando-se nas suas extremidades (Figura 7), a pressão de injeção não cria a componente de força na direção da abertura do elemento móvel, logo a força aplicada no elemento para mantê-lo nessa posição é nula [4];

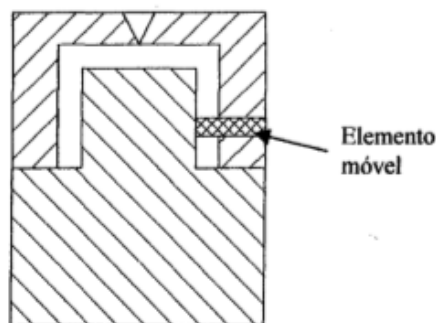


Figura 7 - Elemento móvel passante [4]

- Quanto o elemento móvel é cónico, passando completamente pela cavidade e apoiando em ambas as extremidades (Figura 8), existe uma força que atua tentando movimentar o elemento móvel no sentido da abertura do elemento móvel, sendo que esta força é estimada através da multiplicação da pressão de injeção pela diferença das áreas das duas secções envolvidas [4];

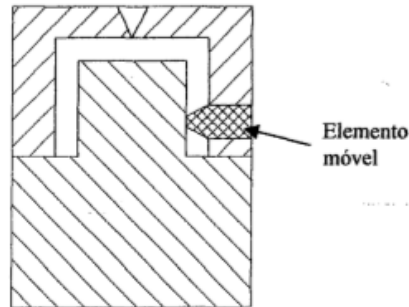


Figura 8 - Elemento móvel cónico [4]

- No caso em que o elemento móvel não passe totalmente por dentro da cavidade (Figura 9), a pressão de injeção atua diretamente sobre a área da secção final do elemento e a multiplicação dessa área com a pressão indica a força necessária para manter o elemento inerte durante a injeção do plástico [4].

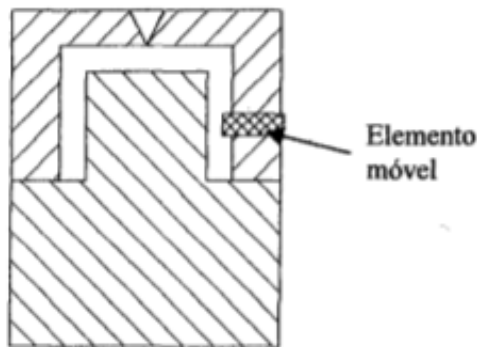


Figura 9 - Elemento móvel que não passa totalmente a cavidade [4]

## 2.7.5 Forças de abertura

---

Estas forças surgem quando o molde é aberto após a sua fase de refrigeração ter sido finalizada e tende a prender a cavidade e a bucha, sendo que a sua intensidade depende muito da forma geométrica da peça e da sua espessura, daí que esta pode ser causada por erros de projeto de fabrico, desgaste natural do molde quando utilizado.

Durante a fase de injeção, todas as paredes da cavidade que estão em contacto com o material plástico fundido são submetidas à pressão, já que esta provoca deslocamentos tanto na cavidade como na bucha. Estas deformações podem levar ao aumento das dimensões nominais da peça e, conseqüentemente, do seu volume. Quando ocorre o final da fase de injeção, cessa a atuação da pressão de injeção, logo existe a tendência desses elementos voltarem à posição inicial, desde que a força gerada pela pressão não leve o material a ultrapassar o regime elástico [4].

O material plástico sofre contrações ao arrefecer, quando a contração da peça não é suficiente para voltar à dimensão nominal das espessuras das paredes, a cavidade e a bucha poderão comprimi-lo, aumentando muito a força necessária para abrir o molde.

### 2.7.6 Forças de extração

---

A força de extração é obtida pela pressão de contacto entre o plástico e o aço, existente durante a extração, e o coeficiente de atrito, sendo que esta força é cíclica, pode criar tensões de tração ou de compressão e atua em todo o sistema de extração.

As tensões de tração são criadas pela extração do componente de plástico e ocorrem no macho. Produtos profundos e com pequenos ângulos de saída exigem uma maior força de extração, quando comparado com produtos rasos com ângulos de saída maiores, daí que seja recomendada uma faixa de temperatura em que a resistência à força exercida pelos extratores é suportada pela peça, minimizando a compressão sobre a bucha e facilita a extração [4].

### 2.7.7 Forças causadas pela diferença de temperatura do Molde

---

Temperaturas diferentes entre as placas do molde podem criar elongações da placa quente em relação à placa fria, sendo que a elongação diferenciada entre as placas cria uma força que tende a igualar esta elongação, daí que o projetista deve ter em atenção as conseqüências que a expansão desigual possa introduzir no molde.

Uma causa típica de temperatura desigual nas placas é o projeto inadequado do sistema de refrigeração, já que a má localização, o número inadequado de canais de refrigeração e o desgaste dos canais podem causar uma refrigeração ineficiente [4].

### 3. Dimensionamento mecânico de moldes de injeção

---

Os moldes de injeção são submetidos a elevadas cargas mecânicas que, apesar de serem muito grandes, não devem causar deformações permanentes às paredes do molde. Contudo, estas deformações permanentes inviabilizam a utilização do molde, já que as dimensões deste são alteradas definitivamente, daí que será necessária a alteração da dimensão final do componente que se pretende criar. As deformações do molde, principalmente aquelas na direção transversal da desmoldagem e que são maiores que a contração da matéria-prima, podem causar um acréscimo da força necessária para abrir a molde e extrair as peças após a moldação [4].

Estas cargas também podem causar desalinhamentos dos componentes do molde, levando a um possível mau funcionamento do sistema de abertura e fecho do molde. Por estas razões, as deformações elásticas devem estar sujeitas a limites admissíveis, de modo a que haja uma precisão dimensional requerida pelo projeto. Deve-se ter em consideração na determinação das tolerâncias para uma determinada dimensão o tamanho nominal, a matéria-prima que se vai utilizar e o grau de precisão requerido, já que uma peça injetada com elevada precisão dimensional requer um molde mais rígido do que outro para produzir peças com menor tolerância dimensional. Geralmente, a tolerância do molde deve ser menor que 50% do valor da tolerância da peça injetada, sendo que um molde que esteja mecanicamente mal dimensionado pode causar desvios dimensionais da peça, possibilidade de abertura do molde e, conseqüente, fuga de plástico fundido entre as placas moldantes. Caso isto aconteça, é necessário retrabalhar a peça até ao término do ciclo de injeção e pode levar até à inviabilização do molde [4].

Estas deformações podem ser causadas devido às diferenças de temperatura, ao alto gradiente de pressão ou a esforços mecânicos diversos. Para o efetivo projeto de molde deve-se considerar um modelo matemático único, simples e que represente o modelo físico o mais fielmente possível. Logo, é importante compreender as hipóteses e simplificações dos modelos existentes, com o objetivo de avaliar as suas qualidades e deficiências quando são aplicados no dimensionamento mecânico do molde, sendo que a partir desta análise, é gerado um modelo único que agrega a qualidade, reduz as deficiências, minimiza os erros de projeto e indique as dimensões mais adequadas à solicitação mecânica imposta no molde [4].

### 3.1 Deformações nos moldes de injeção

É evidente que existem interações entre a máquina de injeção e o próprio molde, sendo que o molde forma uma ligação no sistema da unidade de aperto quando este está fechado e tem que ser feita uma distinção se se pretende obter as diversas deformações que dependem sobretudo das forças originadas pela pressão de injeção e da força de fecho, logo existem 2 questões que devem ser respondidas [9]:

- Quais os elementos que são aliviados pelos efeitos vindos da pressão na cavidade?
- Quais os elementos que são ainda mais solicitados pelas forças originadas pela pressão na cavidade?

Caso as deformações e as forças sejam paralelas à direção da força de fecho, então é obtido o diagrama de forças da Figura 10, em que está representada a unidade de fecho e o molde. Os elementos com mola  $C_{W1}$  e  $C_S$  são solicitados primeiro pela força de fecho e depois pelas forças de reação originadas pela pressão na cavidade, logo, consequentemente o prato da máquina exibe as mesmas características de deformação que as barras de ligação da unidade de fecho, sendo que a linha de junta é tomada como uma linha de referência. A parte do molde com a força  $C_{W2}$ , na cavidade, é solicitado pela força de fecho, tal como as outras forças, só que a diferença é que depois esta força é aliviada pelas forças providas da pressão na cavidade [9].

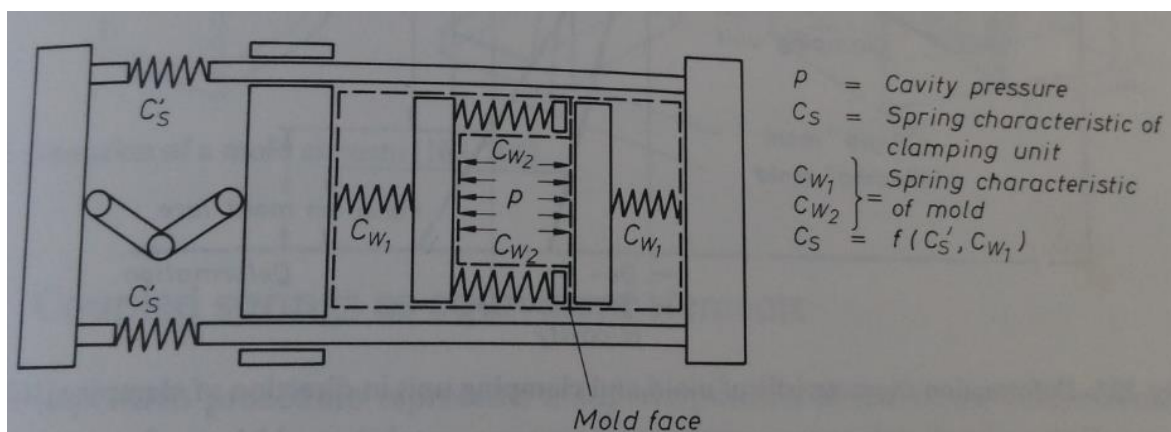


Figura 10 - Diagrama de forças existentes durante o fecho do molde [9]

Para se calcularem as forças existentes, utiliza-se (4), sendo que  $p$  é a pressão na cavidade,  $A_p$  é a área projetada,  $\Delta L$  é o alongamento obtido e o restante são os elementos com molas:

$$p \cdot A_p = \Delta L \cdot (C_S + C_W) \quad (4)$$

A deformação na cavidade, na direção do fecho, tem um efeito enorme na qualidade da moldação, já que não só depende da rigidez do molde, como também da unidade de fecho, sendo que as forças da pressão na cavidade aumentam a rigidez da unidade de fecho, provocando uma pequena deformação na cavidade na direção do fecho, solicitações grandes na unidade de fecho e também nas superfícies. No caso de aumentar a rigidez do molde, então haverá uma deformação na cavidade na direção do fecho mas as solicitações serão menores na unidade de fecho. Por estas razões é que os moldes são construídos de modo a que tenham uma resiliência enorme [9].

Na Figura 11 está representado como varia a deformação, tendo em conta os diversos fatores anteriormente referidos.

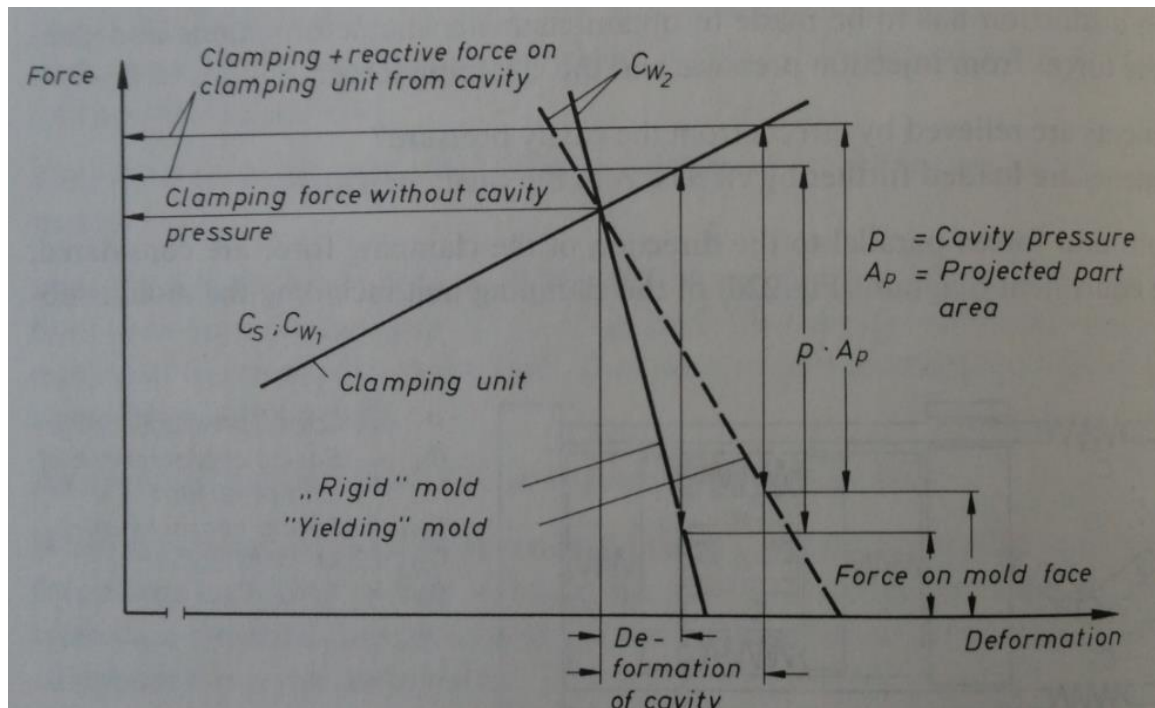


Figura 11 - Deformações características no molde [9]

## 3.2 Dimensionamento mecânico de insertos moldantes

Os insertos, que também podem ser denominados como posições, são aplicados em situações onde a maquinação é difícil e não existe nenhum ponto contra no que respeita à peça plástica, ou seja, marcas da linha de ajuste do inserto. Logo, por exemplo, quando existem nervuras na peça plástica recorre-se a insertos que formem a zona da nervura [7].

Tipicamente, usam-se os insertos e pinos moldantes quando não se deve maquinar a bucha ou a cavidade a partir de um único bloco de aço, já que seria necessário retirar uma enorme quantidade de material ou quando existe a possibilidade de utilizar um aço de menor custo para o fabrico da placa. Isto proporciona algumas vantagens, já que a manutenção é mais fácil (os insertos tendem a danificar muito facilmente), utilizam-se máquinas de menor porte e a mobilidade para operações de fabrico é também mais fácil [4].

O dimensionamento do inserto é calculado através de uma série de equações analíticas que relacionam o tamanho da cavidade à sua altura. Em moldes com insertos circulares (Figura 12), utilizam-se (5) e (6) [4]:

$$e = 0,25d \quad (5)$$

$$h = 0,65 * \left(\frac{d}{2}\right) \quad (6)$$

Para se obter a altura total do inserto, soma-se o “h” da equação à altura da peça.

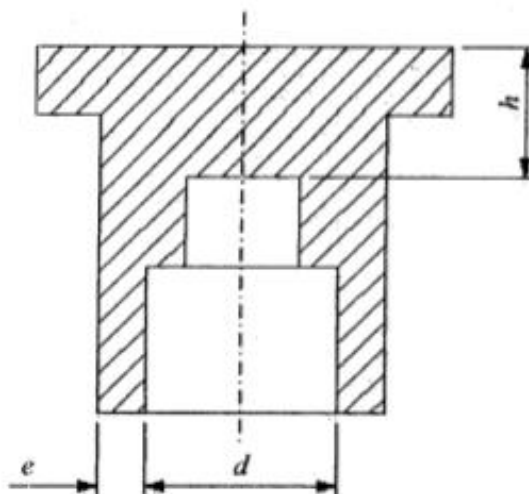


Figura 12 - Inseto moldante circular [4]

Por outro lado, nos moldes com insertos retangulares, o dimensionamento dos parâmetros da Figura 13, implicam o uso de (7), (8) e (9).

$$e = \sqrt[3]{\frac{30000 * L_1}{253440 * h_1}} \quad (7)$$

$$h = 0,66 * L_2 * \sqrt{0,42 * \left(\frac{2}{L_2 * x^2}\right)} \quad (8)$$

$$x = \left(\frac{L_2}{L_1}\right) \quad (9)$$

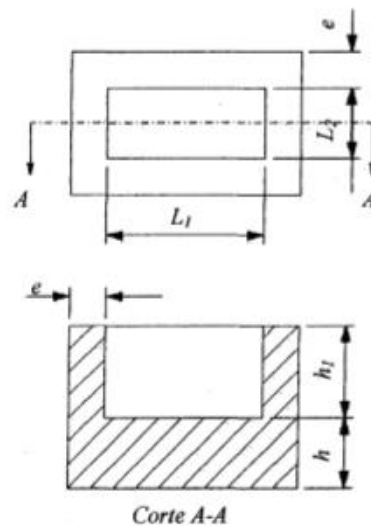


Figura 13 - Inserto moldante retangular [4]

### 3.3 Dimensionamento mecânico das paredes laterais da chapa das cavidades

O cálculo estrutural da cavidade é muito importante para o funcionamento do molde sujeito à carga de serviço. Na simplificação do molde para o procedimento de dimensionamento mecânico utilizam-se elementos característicos da resistência dos materiais.

Existem diversos métodos para o dimensionamento estrutural das paredes laterais da placa das cavidades que serão analisados individualmente, sendo eles [4]:

- Método de Glanvill;
- Método de Rees;
- Método de Gastrow;
- Método de Menges;
- Método de Provenza;

### 3.3.1 Método de Glanvill

---

Segundo Glanvill, o cálculo da verdadeira resistência das cavidades é quase impraticável para as aplicações comuns, incluindo as cavidades com perfil retangular. Contudo, é possível basear os cálculos em formas básicas, mesmo que isso não garanta uma grande margem de segurança, já que é fundamental projetar as espessuras das paredes laterais da placa da cavidade, para que a deflexão esteja dentro do limite aceitável e que a tensão fique abaixo da tensão admissível para a matéria-prima da cavidade [4].

Para cavidades quadradas ou retangulares, nas quais o comprimento da parede ultrapassa a altura, existem várias aproximações simples:

- Cálculos baseados na consideração de que cada parede lateral da placa da cavidade atue como uma placa retangular apoiada com uma carga uniforme;
- Cálculos baseados na consideração de que a parede lateral atue como uma viga apoiada, sendo que a carga está uniformemente distribuída;
- Cálculos que se baseiam no facto de que a parede lateral aja como uma viga biencastrada, tendo uma carga uniformemente distribuída;
- Cálculos baseados na consideração de que a parede lateral atue como um pórtico com uma carga interna uniformemente distribuída [4].

Também se deve ter em consideração, as restrições existentes deste método:

- Ignoram-se os efeitos da pressão de fecho e o efeito de retenção da placa de suporte;
- A folga entre a placa da cavidade e dos insertos não é permissível, de modo a não permitir a entrada de fundido [4];
- A deflexão permitida das paredes da cavidade é de 0,1mm a 0,2mm, apesar de que para certos plásticos, nomeadamente o PS e o PMMA, a deflexão é de 0,08 mm a 0,1 mm [4];
- A pressão máxima em que estes cálculos são baseados é de 65 MPa, sendo que acima deste valor deve-se ter em conta o efeito da profundidade da cavidade sobre a deflexão total.

### 3.3.2 Método de Rees

Neste método, para fazer o cálculo da expansão de uma cavidade circular, considera-se um tubo submetido à pressão de injeção aplicada de forma interna, tal como se pode observar na Figura 14.

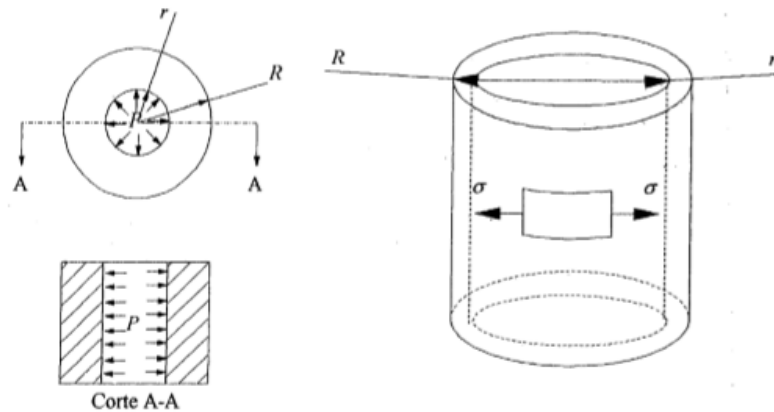


Figura 14 - Método de Rees [4]

A tensão circunferencial no interior da cavidade tubular pode ser expressa através de (10):

$$\sigma_{interna} = P * \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \right) \quad (10)$$

Por outro lado, a tensão circunferencial no exterior da cavidade, na superfície externa, é calculada através de (11):

$$\sigma_{externa} = 2 * P * \left( \frac{r^2}{R^2 - r^2} \right) \quad (11)$$

A tensão máxima atuante tem que ser inferior à tensão admissível do material e o aumento do raio interno tem de estar de acordo com as especificações de tolerância da peça que se pretende produzir, se pretendemos satisfazer os critérios de projeto. Este aumento dimensional do raio da cavidade é calculado através da equação de Lamé, representada em (12), enquanto que o aumento do raio externo da cavidade tubular é obtido através de (13).

$$\Delta r = P * \left( \frac{r}{E} \right) * \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 + r^2} + \nu \right) \quad (12)$$

$$\Delta R = P * \left( \frac{R}{E} \right) * \left( \frac{2r^2}{R^2 + r^2} \right) \quad (13)$$

### 3.3.3 Método de Gastrow

---

Neste método, o procedimento para realizar o dimensionamento mecânico das paredes laterais da placa da cavidade segue a seguinte regra: a carga é aplicada num retângulo imaginário de lado unitário e de comprimento igual à largura da cavidade, sendo que a força aplicada na parede obtém-se de (14) e o momento de inércia é obtido de (15) [4]:

$$F = L * P \quad (14)$$

$$I = \frac{(b*h^3)}{12} = \frac{s^3}{12} \quad (15)$$

Este método ou considera a parede como uma viga simplesmente apoiada para moldes com a altura da fêmea menor que a largura ou considera a parede como uma viga biencastada quando a altura da cavidade for maior que a largura. O método em que se utiliza a viga apoiada leva a espessuras de paredes mais conservativas quando comparado com as espessuras das paredes dimensionadas pela abordagem com a viga biencastada. Portanto, com a relação à flexão causada pela pressão de injeção, o método com a viga apoiada é o mais conservativo [4].

### 3.3.4 Método de Menges

---

O molde deve ser decomposto num conjunto de formas simples, sendo que o projetista deve analisar todas as possibilidades de decomposição da cavidade e da bucha. Logo, selecionar geometrias típicas de moldes de injeção e separá-las em formas muito simples, como vigas, barras e placas, permite utilizar os resultados conhecidos da resistência dos materiais para a determinação dimensional no projeto do molde [4].

Este método tem duas etapas importantes:

- Considerar o comportamento elástico dos elementos e usar o princípio da sobreposição de deformações;
- Reduzir as causas de deformação a poucos subproblemas, através de simplificações que podem ser obtidas pela decomposição dos elementos do molde em duas solicitações equivalentes conhecidas da resistência dos materiais [4].

O método da sobreposição é útil para determinar a deformação final da cavidade, já que permite desmembrar o molde em formas simples e adicionar todos os casos de deformação, obtendo assim uma estimativa da deformação final rapidamente, tal como está demonstrado na Figura 15.

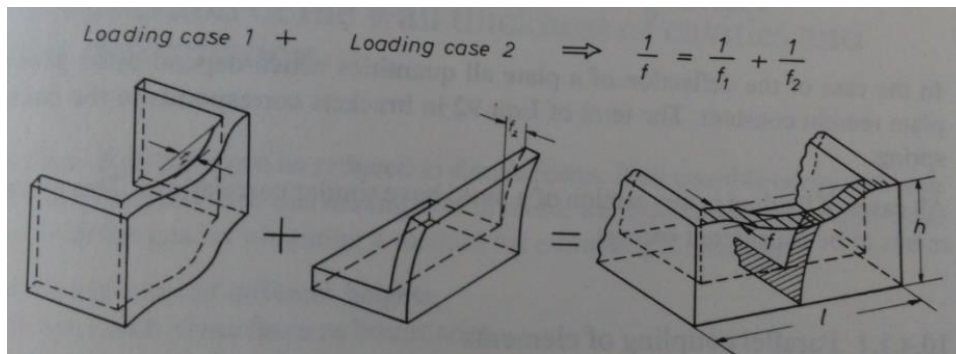


Figura 15 - Método da sobreposição [9]

O método da sobreposição é aplicado quando a flexão da viga não faz variações na ação das forças exteriores. Por exemplo, os pequenos deslocamentos das vigas produzidas por cargas laterais não alteram os diagramas de momentos de flexão para essas cargas. Também se deve notar que se existir uma flexão que combine tração ou compressão axiais, o deslocamento obtido modificará a ação das forças axiais que também irão produzir alguma flexão adicional, sendo este um caso típico de deformação com deslocamentos moderados. Logo, nestes casos, existem restrições para este método, em que só é possível utilizá-lo apenas em relação às cargas laterais, tendo em consideração que a força axial seja sempre constante [4].

Nos casos em que as pequenas flexões das vigas introduzem mudanças significativas na ação das forças, então não é possível utilizar este método enquanto que nos casos em que o comportamento dos componentes e da estrutura sejam lineares, é possível aplicar este método.

A configuração de todas as peças pode ser reduzida em formas simples, sendo que as configurações da cavidade e da bucha podem ser analisadas tendo esta ideia como base, permitindo a seleção de geometrias típicas, com o principal objetivo de obter um método que permite obter as dimensões de cavidades circulares e buchas com diferentes alturas ou cavidades e buchas com superfícies planas como limites. Este método faz com que as causas de deformação possam ser reduzidas em casos simples de solicitações, já que a base deste cálculo é a dissecação do molde para que possa ser dimensionado em apenas 2 vigas

equivalentes, tal como é feito com uma cavidade cilíndrica com uma base integrada (Figura 16) [9].

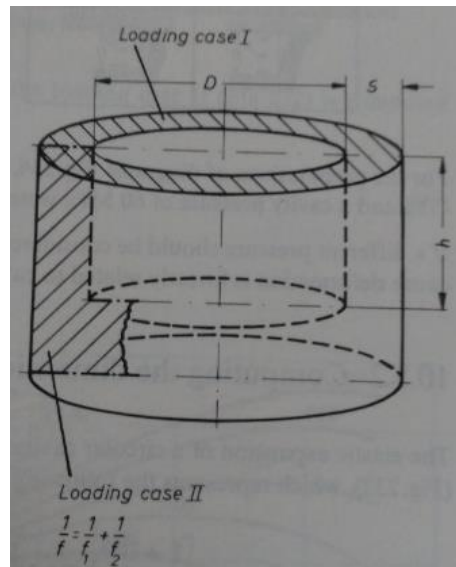


Figura 16 - Dissecção de um molde cilíndrico [9]

Existem diversos diagramas para casos diferentes de solicitação que são, principalmente baseados na teoria da elasticidade, sendo que a espessura das paredes laterais da cavidade, da bucha e dos pratos requeridos pode ser retirada destes diagramas mas, pelo lado seguro, fazem-se análises computacionais de deformação nos moldes. Caso seja considerada uma pressão na cavidade diferente, então a deformação pode facilmente ser recalculada já que a deformação é linearmente proporcional à pressão na cavidade.

A expansão elástica de uma cavidade circular pode ser retirada na Figura 17 para o caso I, que é representada em (16) onde são considerados a expansão da cavidade ( $r_N$ ), o raio interior ( $r_{Ni}$ ), o raio exterior ( $r_{No}$ ), a pressão de injeção ( $P_D$ ), o módulo de elasticidade ( $E$ ) e o coeficiente de Poisson ( $m$ ) [9]:

$$\Delta r_N = \frac{P_D \cdot r_{Ni}}{E} * \left( \frac{\left(1 + \frac{(r_{Ni})^2}{(r_{No})^2}\right)}{\left(1 - \frac{(r_{Ni})^2}{(r_{No})^2}\right)} + \frac{1}{m} \right) \quad (16)$$

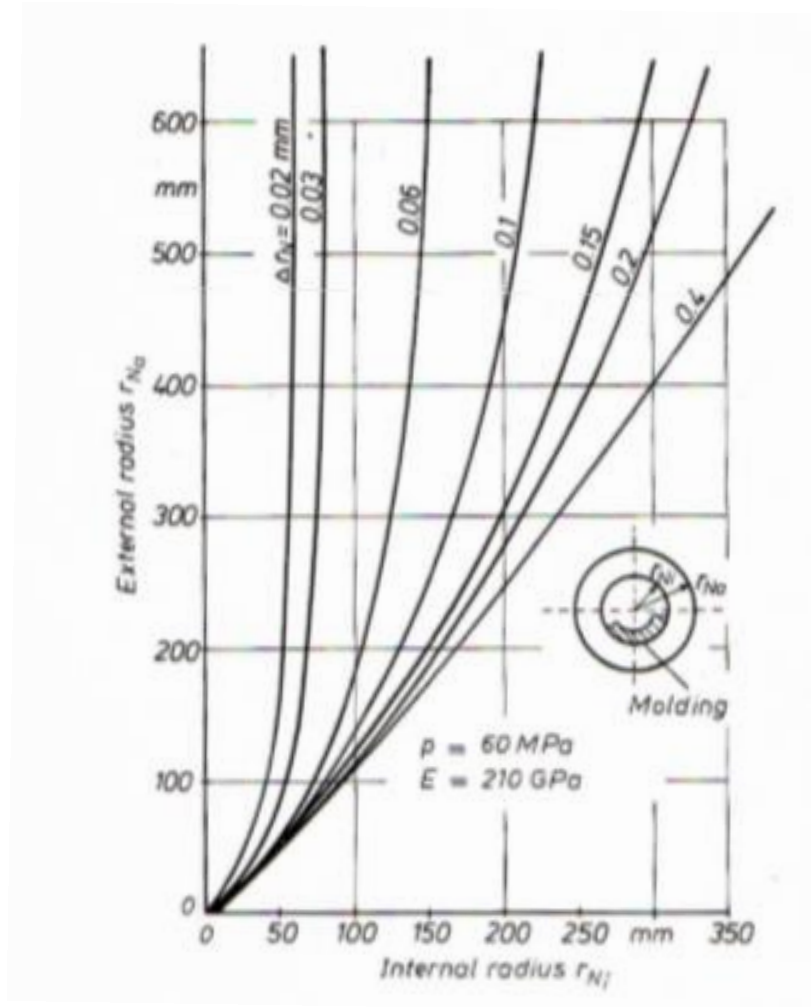


Figura 17 - Expansão de cavidades cilíndricas [9]

Segundo o caso II, a expansão elástica da cavidade circular pode ser representada em (17), em que são consideradas a deflexão ( $f$ ), a profundidade da cavidade ( $h$ ) e a espessura da parede da cavidade ( $s$ ) [9]:

$$f = \frac{12 * P_D * h^4}{8 * E * s^3} + \frac{2,66 * 1,2 * P_D * h^2}{2 * E * s} \quad (17)$$

### 3.3.5 Método de Provenza

O método para o dimensionamento mecânico deve ser feito em função do formato da seção transversal do molde. Caso seja circular (Figura 18), devem-se usar (18) e (19):

$$a \geq \frac{5dP}{8\sigma} \quad (18)$$

$$b \geq \frac{d}{2} * \sqrt{\frac{6v}{5\sigma}} \quad (19)$$

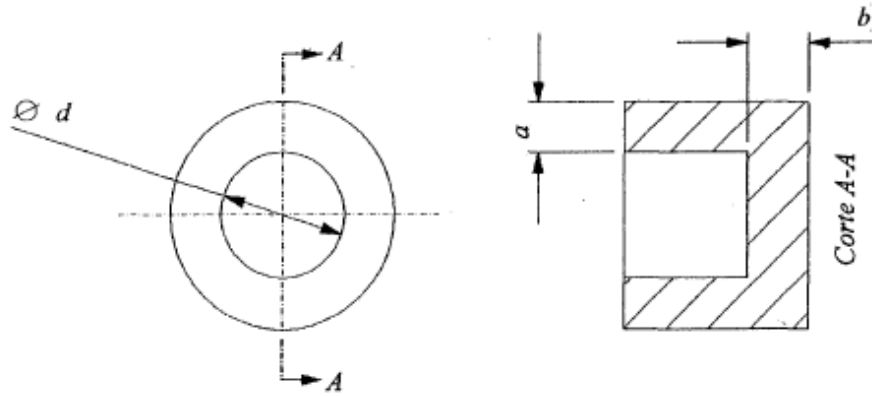


Figura 18 - Molde com a cavidade circular [4]

Contudo, se a cavidade for retangular (Figura 19), então utilizam-se (20), (21) e (22).

$$a \geq \sqrt{\frac{BP}{2C\sigma}} \quad (20)$$

$$b \geq \sqrt{\frac{AP}{2C\sigma}} \quad (21)$$

$$c = \frac{2}{3} * A * \sqrt{\frac{12P}{5\sigma*(1+x^2)}} \quad (22)$$

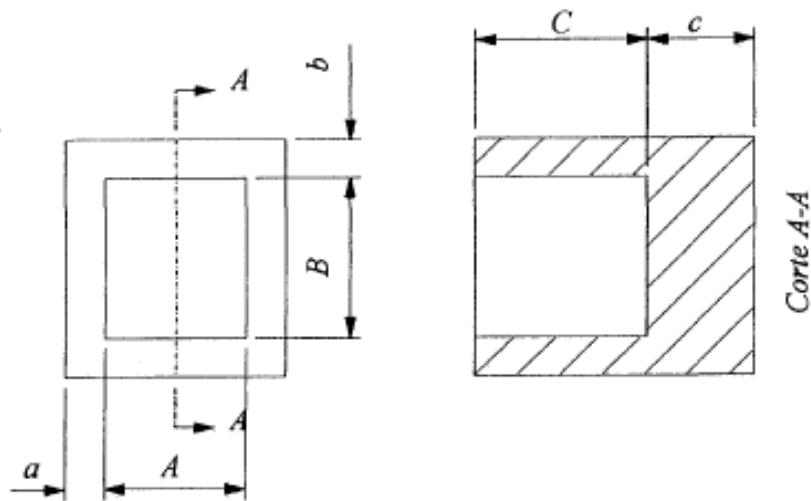


Figura 19 - Molde com a cavidade retangular [4]

## 3.4 Dimensionamento mecânico da base das chapas da bucha e da cavidade

---

Tal como já foi referido anteriormente, o molde de injeção é constituído por várias chapas, sendo que algumas não têm qualquer função estrutural, logo não é necessário efetuar cálculos estruturais. Estas chapas deverão ser projetadas, com o objetivo de suportar os esforços a que o molde está submetido quando está a funcionar e é nelas em que é construído o sistema de refrigeração, reduzindo a resistência mecânica das chapas. Apenas os métodos de Menges e Rees garantem um coeficiente de segurança, que já inclui a influência do sistema de refrigeração na resistência do molde [4].

### 3.4.1 Método de Rees

---

Os esforços a que o molde está submetido não devem provocar desalinhamento em nenhum dos seus elementos, já que a precisão de montagem dos seus componentes é enorme. Tipicamente, estes deslocamentos não devem ultrapassar os 0,05 mm, sendo que é melhor aumentar a espessura da base da chapa do que reforçar através da inserção de uma nova chapa, já que garante pequenas deflexões e o deslocamento máximo seja alcançável. Geralmente, utiliza-se (23) para o cálculo da deflexão que é inversamente proporcional ao momento de inércia, enquanto que este é proporcional ao cubo da espessura da chapa [4].

$$y = \frac{P * L^3}{48 * E * I} \quad (23)$$

O módulo de elasticidade também afeta a deformação das chapas, sendo que quanto maior for o módulo, menor será a deformação. É de notar que a tensão limite de escoamento não tem nenhuma influência na deformação das chapas, mas determina-se a possibilidade de a chapa sofrer deformações permanentes ou reversíveis, após a carga ser removida. Contudo, a tensão máxima permitida não deve ultrapassar a tensão limite de fadiga do material, com o objetivo de prevenir falhas provocadas pelas cargas cíclicas e pela pressão de injeção.

Como a chapa é suportada em diversos locais, então é muito difícil calcular, de forma exata, a deflexão da chapa, daí ser necessário assumir o pior caso possível a que o molde pode estar submetido, se queremos ter a certeza de que o projeto mecânico do molde seja rígido o suficiente [4].

O pior caso possível envolve duas condições:

- O ponto de injeção está num único ponto, centrado na cavidade;
- Considera-se a chapa como uma viga apoiada nas extremidades, com uma carga distribuída uniformemente ao longo da largura da viga, tal como na Figura 20 [4].

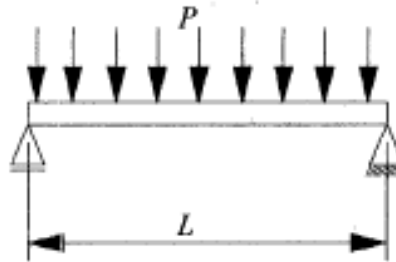


Figura 20- Viga apoiada nas extremidades com carga distribuída uniforme [4]

### 3.4.2 Método de Menges

Existem duas abordagens distintas para o cálculo da base da chapa das cavidades e para a chapa das buchas. Para determinar a flexão da base da chapa das cavidades, assume-se a hipótese simplificada de que a chapa é suportada pelos quatro lados, podendo ser representada por uma viga encastrada (Figura 21).

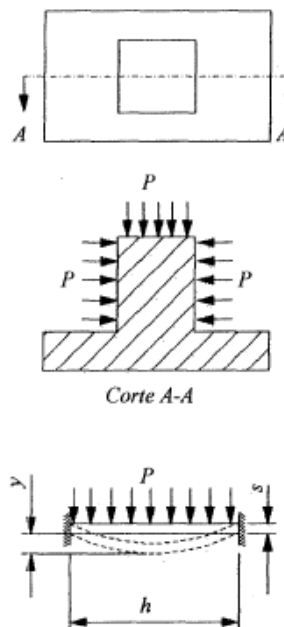


Figura 21 - Viga encastrada com pressão uniforme [4]

É possível verificar, através de cálculos da resistência mecânica, que este modelo é representado através de (24):

$$y = \frac{P*12*D^4}{1138*E*s^3} + \frac{P*2,66*D^2}{16*E*s} * 1,2 \quad (24)$$

Devido à construção do molde, a chapa das buchas é tipicamente suportada por duas colunas ou calços, que estão posicionados em lados opostos da chapa do molde, criando assim um vão livre no meio, tal como uma viga bi-apoiada nas extremidades, tal como representado na Figura 22. Geralmente, a carga está distribuída no sentido para dentro da bucha [4]. A deflexão dessa chapa é obtida de (25):

$$y = \frac{P*12*h^4}{384*E*s^3} + \frac{P*2,66*h^2}{8*E*s} * 1,2 \quad (25)$$

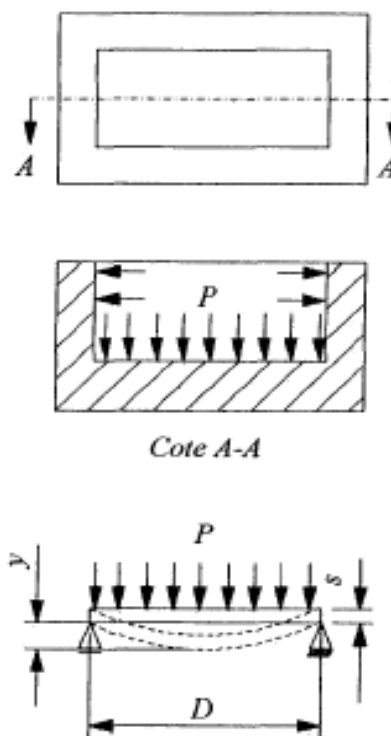


Figura 22 - Viga bi-apoiada com pressão uniforme [4]

### 3.5 Dimensionamento mecânico de buchas

Somente o método de Menges é que tem indicações para o dimensionamento mecânico de buchas, sendo que existem duas abordagens diferentes.

A primeira serve para determinar a redução circunferencial para buchas circulares em que não considera o gradiente de pressão causado pela perda de carga que foi imposta pelas paredes ao fluxo do fundido, portanto, a bucha sofrerá compressões [4].

Quanto à compressão radial da bucha, esta pode ser calculada através de (26) ou retirada da Figura 23, onde a compressão da bucha ( $r_C$ ), o raio exterior da bucha ( $r_{Co}$ ) e o raio interior da bucha ( $r_{Ci}$ ) também são representados:

$$\Delta r_N = \frac{P_D \cdot r_{Co}}{E} * \left( \frac{\left(1 + \frac{(r_{Ci})^2}{(r_{Co})^2}\right)}{\left(1 - \frac{(r_{Ci})^2}{(r_{Co})^2}\right)} - \frac{1}{m} \right) \quad (26)$$

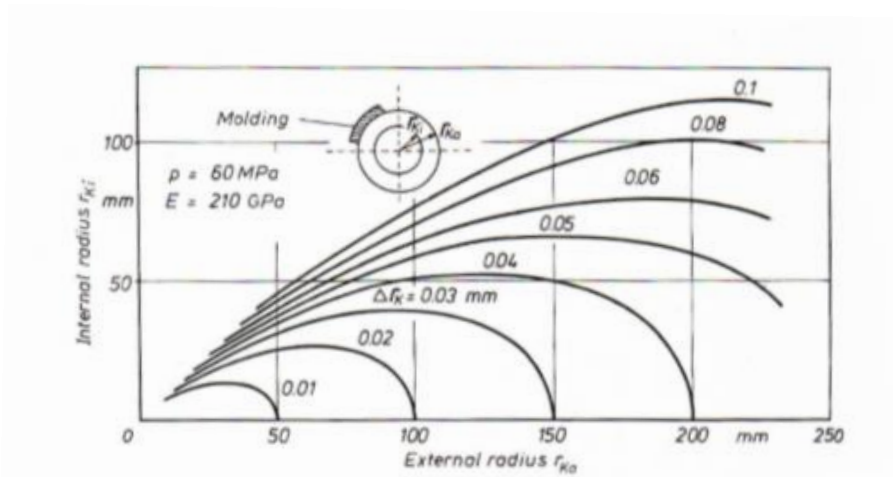


Figura 23 - Compressão de buchas cilíndricas [9]

A segunda abordagem utiliza o princípio da sobreposição das deformações, de modo a estimar a deflexão nas buchas, independentemente da sua forma geométrica. A montagem da bucha na chapa das buchas é rígida, o que gera um engaste nas extremidades que estejam montadas na placa. Contudo, o deslocamento e as tensões criadas na bucha dependem significativamente da posição do ponto de injeção e da forma geométrica da bucha, levando a três situações distintas [4]:

1. Se o ponto de injeção estiver posicionado lateralmente, a bucha sofrerá uma deflexão lateral sobre a ação da pressão de injeção;
2. Se o ponto de injeção estiver posicionado exatamente no centro da superfície superior da bucha, esta irá sofrer uma compressão;
3. Finalmente, caso o ponto esteja deslocado do centro, haverá uma maior força que gerará uma deflexão lateral e compressão.

Apesar de existirem três situações distintas, este método ignora as duas últimas hipóteses e considera apenas a primeira situação, onde será utilizado o princípio da sobreposição. Na Tabela 2 estão representadas as diferentes deflexões da bucha, dependendo de cada caso [4].

Tabela 2 - Casos de deflexão na bucha [4]

Casos de Deflexão	Exemplo
Deslocamento devido ao peso da própria bucha	
Deslocamento devido à flexão na base	
Deslocamento com a base rígida	

A deformação total da bucha é obtida através do somatório dos três deslocamentos representados na tabela anterior (27):

$$f_{total} = f_1 + f_2 + f_3 \quad (27)$$

O deslocamento com a base rígida é calculado, sendo que os parâmetros são o tipo e o local do ponto de injeção, para além de que é assumido um ciclo de injeção comum e a pressão de injeção é de 10 MPa. Noutros casos, é necessário utilizar fatores de correção:  $K_1$  (parâmetro de correção de forma) e  $K_2$  (parâmetro de correção da pressão). Estes fatores de correção são calculados através de (28) e (29), sendo que a deformação final da bucha é calculada através de (30). Para calcular estes parâmetros é necessário de ter em conta a pressão de referência ( $P^*$ ) de 10 kPa, a pressão resultante ( $P_{res}$ ) e o deslocamento de referência com ação de pressão ( $y_{10}$ ) de 10 kPa [4].

$$K_1 = \frac{P}{P^*} \quad (28)$$

$$K_2 = \frac{P_{res}}{P^*} \quad (29)$$

$$y = K_1 * K_2 * y_{10} \quad (30)$$

Relativamente ao local do ponto de injeção, este pode ser na base ou no topo da bucha. Caso a bucha seja circular, então o perfil da pressão de injeção decai linearmente ao longo do comprimento da bucha, já que a forma cônica, devido ao ângulo de extração, é aproximada para uma forma cilíndrica, o peso da bucha é desprezível, os defeitos de fabrico não são considerados e o canal de refrigeração é substituído por um furo passante. Por outro lado, nas buchas retangulares, a única diferença é o ângulo de extração para o qual a forma de tronco de pirâmide da bucha original deve ser semelhante a um paralelepípedo [4].

### 3.6 Dimensionamento mecânico de elementos móveis

Tal como já foi dito anteriormente, existem certas peças que não podem ser produzidas por moldes com abertura simples, logo serão necessários moldes com elementos móveis. Nestes casos, o cuidado com o projeto do molde é maior, já que as tolerâncias de montagem são mais estreitas se se pretende que o molde tenha um bom desempenho e durabilidade e, conseqüentemente, o custo destes moldes é significativamente maior quando comparado com os moldes simples. Na Figura 24 está representado um molde com elementos móveis com o objetivo de produzir chávenas, assim como as forças aplicadas [4].

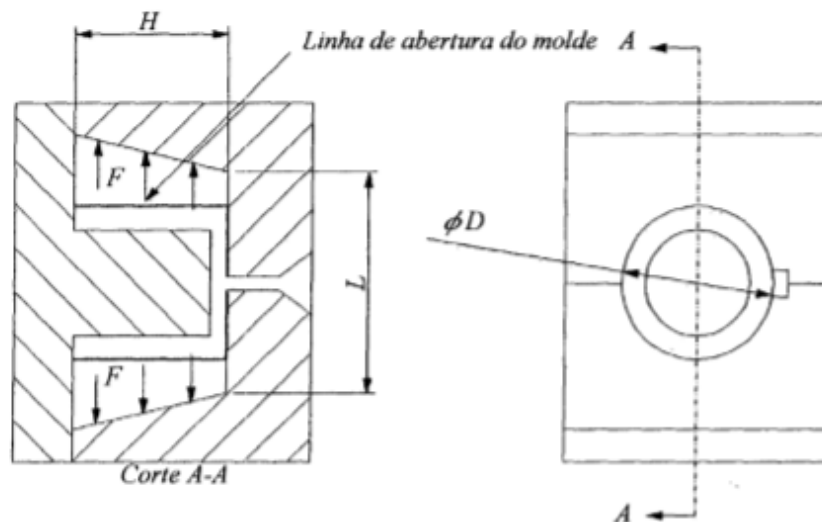


Figura 24 - Molde com elementos móveis [4]

Para calcular é necessário ter em consideração a área da peça ( $A$ ) e a pressão de injeção ( $P$ ), tal como representado em (31):

$$F = A * P \quad (31)$$

Quando a razão  $H/D$  for muito grande, o princípio de solução para o projeto de molde tem que envolver elementos móveis que aguentem o esforço causado pela pressão de injeção, sendo que o principal objetivo é diminuir os esforços na chapa de aperto da cavidade [4]. Nesta situação, os elementos móveis são apoiados nas paredes laterais das chapas de aperto da bucha e da cavidade, tal como se pode verificar na Figura 25.

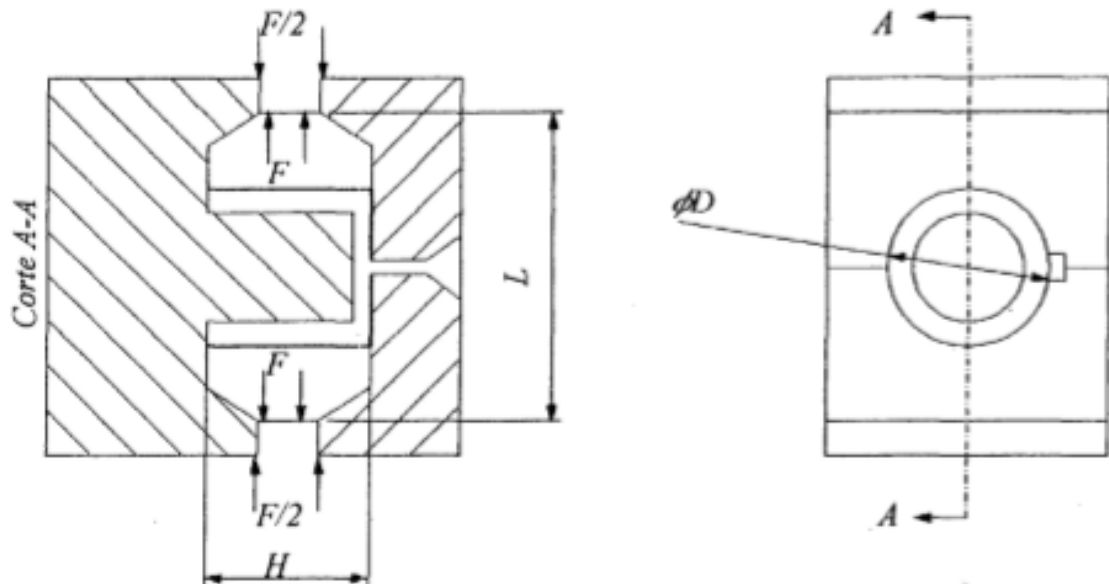


Figura 25 - Molde com elementos móveis apoiados [4]

Existem algumas diferenças entre o primeiro caso e este segundo, já que nesta situação a força resultante da acção da pressão de injeção sobre a superfície moldante do elemento móvel é aplicada na chapa de aperto da cavidade e também na bucha enquanto que no primeiro é apenas aplicada na chapa de aperto da cavidade, fazendo com que haja uma distribuição de esforços entre as chapas de aperto. Também se deve mencionar que os elementos móveis representados anteriormente sofrem deflexão, já que existe um vão livre entre ambas as chapas de aperto e para calcular esta deflexão, é necessário simplificar [4]:

- A secção transversal é de valor unitário;
- A influência do momento da inércia nos elementos móveis é ignorada, compensando o enfraquecimento causado pela refrigeração em função do acréscimo de força;
- A carga aplicada deve ser  $q \times t$ , em que  $(q)$  é o comprimento do elemento móvel e o  $(t)$  é a espessura desse mesmo elemento, sendo que estas variáveis estão representadas na Figura 26.

Para calcular a flexão no método representado na Figura 26, utiliza-se (32):

$$y = \frac{5 (F*n^3)}{384 (E*I)} \quad (32)$$

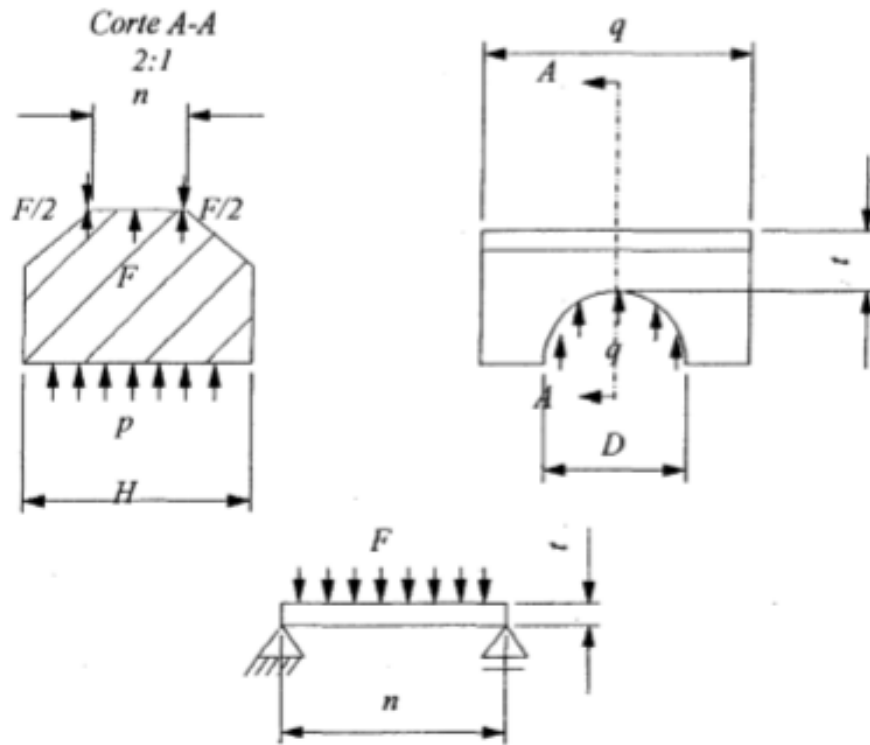


Figura 26 - Esquema dos elementos móveis [4]

No caso de a secção ser retangular, então o momento inércia (I) e o módulo Z da secção são calculados por (33) e (34):

$$I = \frac{q * t^3}{12} \quad (33)$$

$$Z = \frac{q * t^3}{6} \quad (34)$$

No caso de as condições de utilização do molde serem críticas, então é necessário obter o valor do momento de inércia o mais preciso possível, sendo que se considera o efeito da geometria real do elemento móvel (furos, chanfros, etc...) [4]. Assumindo que a força é distribuída de forma uniforme e o elemento móvel é suportado em ambos os lados, utiliza-se (35):

$$S = \frac{W*L}{8Z} \quad (35)$$

### 3.7 Dimensionamento mecânico para compressão

---

O molde é comprimido pela força de fecho, sendo que diminui no sentido da aplicação da carga e aumento na direção transversal. Por exemplo, ao assumir que o molde é semelhante a um tubo de diâmetro interno  $d$  e diâmetro externo  $D$  e que está a ser comprimido pela força de fecho  $F_c$ , então obtemos um caso semelhante ao representado na Figura 27.

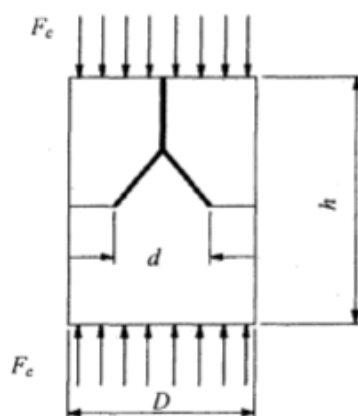


Figura 27 - Molde submetido à compressão [4]

Para determinar a diminuição da altura do molde utiliza-se (36) e, com o objetivo de compensar a diferença da geometria projetada e da resultante do fabrico, o valor obtido deve ser acrescido de 15% como coeficiente de segurança [4].

$$\Delta h = \frac{F_c \cdot h}{E \cdot A} \quad (36)$$

### 3.8 Simulação numérica em moldes de injeção

---

De modo a avaliar a influência das tipologias internas no comportamento mecânico ou térmico de um componente quando solicitado externamente é necessário efetuar um estudo numérico, onde será possível retirar conclusões acerca do comportamento das peças.

A utilização do método dos elementos finitos é fundamental no projeto de moldes, já que otimiza os tempos de produção e as características do mesmo, diminui o tempo de colocação de produtos no mercado, reduz os custos e melhora a qualidade de produção [5].

O programa *NX 11.0* da *Siemens*, permite realizar análises numéricas estáticas, térmicas, de encurvadura, entre outras. Este programa permite que o desenvolvimento de

um produto seja rápido, otimizado e económico e ajuda os projetistas a detetar problemas de forma mais célere.

O processo inicia-se com a criação da peça, procedendo o *software* à subdivisão do mesmo em pequenas partes, que são os elementos, conectados por pontos comuns, sendo estes os nós. Esta subdivisão é denominada de malha, que pode ser visualizada na Figura 28, sendo que a qualidade desta define a precisão dos resultados obtidos.

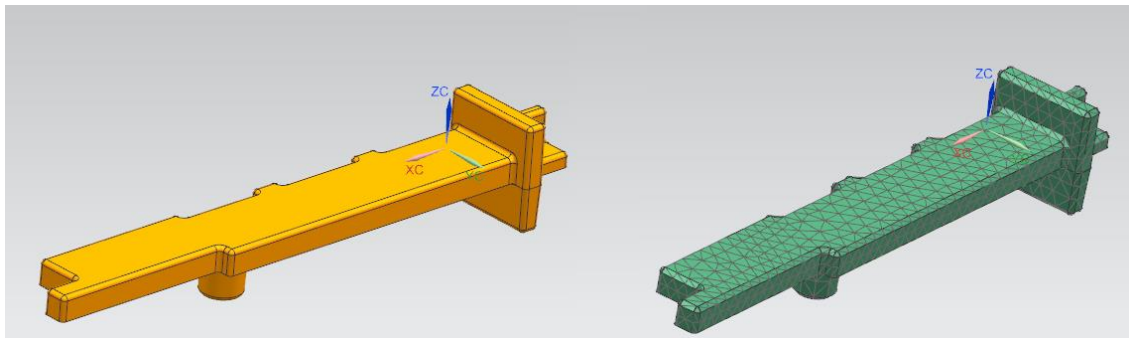


Figura 28 - Componente 3D sólido e malha sólida do mesmo

Neste processo é necessário definir o tipo de elementos finitos a utilizar em função do tipo de análise que se pretende fazer, sendo que o NX permite escolher elementos finitos, no caso geral de geometrias tridimensionais complexas, tetraédricos lineares ou tetraédricos quadráticos. Os elementos lineares são os de primeira ordem e são definidos por quatro nós, um em cada vértice, interligados pelas seis arestas do tetraedro, enquanto que os elementos quadráticos são elementos de segunda ordem ou ordem superior e são definidos pelos quatro nós dos vértices mais seis nós de dimensão em posições intermédias nas arestas [5].

Geralmente, os elementos quadráticos traduzem melhores resultados que os lineares, já que representam fronteiras curvas de uma forma mais aproximada e produzem melhores aproximações matemáticas. Contudo, estes elementos necessitam de um recurso computacional superior.

Apesar das diversas vantagens que este método fornece, este tem alguns constrangimentos. Em problemas com geometrias complexas e com muitas zonas de contacto, é difícil a geração da malha de elementos finitos. Na Figura 29 está representada uma peça com gravações e chanfros pequenos, o que torna a geração da malha extremamente difícil, sendo que, neste caso, levou ao aparecimento de algumas zonas a vermelho onde não foi possível gerar elementos finitos.

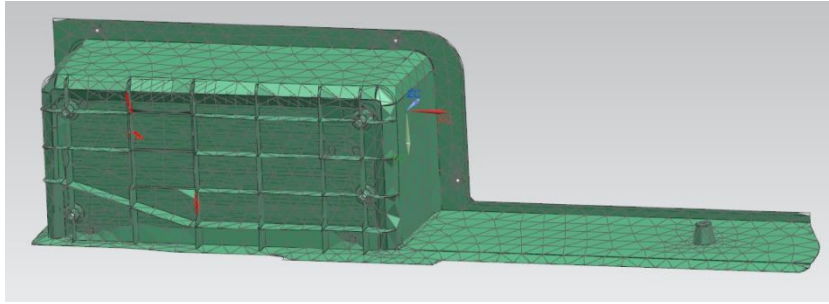


Figura 29 - Problemas na geração da malha

Outro constrangimento deste método é o facto de que em peças que exigem muitos elementos finitos, o tempo de preparação da análise e o tempo de cálculo são demasiadamente longos. Em moldes complexos com insertos, elementos móveis, guias inclinadas e diversos componentes, torna-se difícil a geração da malha de elementos finitos e, posteriormente, a obtenção de resultados precisos e fidedignos.

A precisão e a eficiência de simulações de elementos finitos dependem bastante da qualidade da malha de elementos finitos e podem ocorrer dois problemas. O primeiro consiste na forma dos elementos dos elementos finitos que são escolhidos para definir a geometria, tal como foi referido anteriormente. O segundo problema é a qualidade dos elementos finitos. Por exemplo, o “*Aspect Ratio*” (AR), é uma medida que quantifica a qualidade de cada elemento na malha, sendo que o AR de elementos tetraédricos é a razão entre o comprimento da aresta mais longa dividida pela altura mínima do lado menor [5].

As soluções mais fidedignas são alcançadas quando o AR é próximo de 1, sendo que isto se traduz numa malha pesada, difícil de construir e com elementos desnecessários. Para evitar este problema, considera-se que valores de AR entre 1 e 4 sejam aceitáveis. Quanto maior for o valor de AR, menos fidedignas serão as soluções. Na Figura 30 estão representados elementos com AR de valor 1 (em cima) e 14 (em baixo) [5].

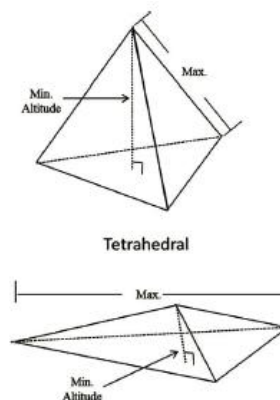


Figura 30 - Elementos com AR de valor 1 e valor 14 [5]

## 3.9 Cálculo mecânico para moldes de injeção

---

O método proposto por Menges permite dimensionar as espessuras das paredes das cavidades [4], sendo que este leva a um projeto do molde onde as deformações são mais semelhantes à que foi requisitada no projeto.

Previamente, foi visualizado o fluxo de um projeto sistemático de um molde de injeção de termoplásticos onde se pode verificar que o dimensionamento mecânico é influenciado por algumas fases: dados de entrada, número de cavidades, refrigeração, sistema de extração, contração do material plástico e posição das cavidades. Logo, deve-se realizar um projeto preliminar que preveja as fases anteriormente referenciadas [4].

O dimensionamento mecânico do molde implica a sustentação perfeita dos esforços que a pressão de injeção gera sobre as paredes do molde, sendo que o objetivo é que não haja deformações plásticas que inviabilizem a utilização do componente produzido. Este dimensionamento inicia-se com uma avaliação de quais é que são as paredes que devem ser calculadas e quais os tipos de esforços implicados [4]. Daí que existam 3 casos possíveis (Figura 31):

- Caso o molde seja de apenas uma cavidade, as paredes laterais, a parede da base e a parede do fundo devem ser calculadas, com o objetivo de que não ultrapassem a deflexão mínima;
- Caso o molde tenha mais que uma cavidade, deve-se calcular a parede entre as cavidades, sendo que o maior esforço na parede é no meio, logo é essa dimensão que deve ser informada quando se faz o cálculo;
- No caso de moldes que tenham mais que uma cavidade, mas o esforço da resultante da pressão de injeção que exerce nas paredes opostas tenha a mesma intensidade, então só existem esforços de compressão. Mas, caso não tenham a mesma intensidade, então deve-se calcular a força resultante, já que existirá uma deflexão na parede [4].

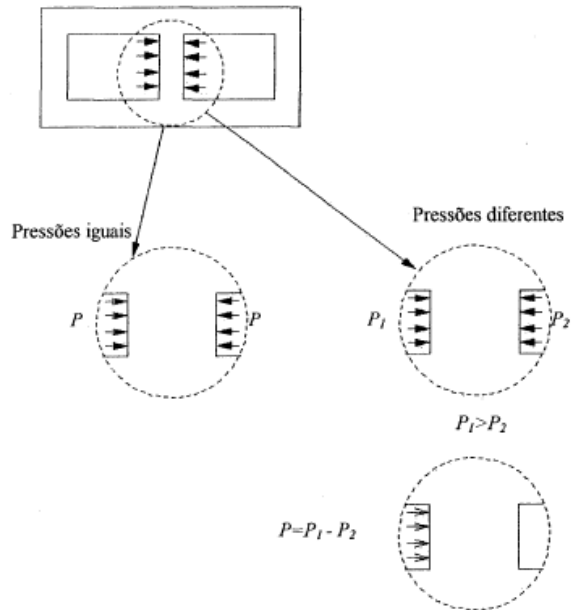


Figura 31 - 3 Casos de esforços nos moldes de injeção [4]

### 3.9.1 Paredes laterais da chapa 2 para cavidades retangulares

Nestes casos, utiliza-se o método da sobreposição de Menges, onde existe a associação em paralelo dos dois casos de esforços que já foram descritos previamente e são representados por (37) e (38), onde se chega a (39).

$$y_1 = \frac{P \cdot 12 \cdot h^4}{8 \cdot E \cdot (s_1)^3} + \frac{P \cdot 2,66 \cdot h^2}{2 \cdot E \cdot (s_1)} \cdot 1,2 \quad (37)$$

$$y_2 = \frac{P \cdot 12 \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot (s_1)^3} + \frac{P \cdot 2,66 \cdot L^2}{8 \cdot E \cdot s} \cdot 1,2 \quad (38)$$

$$\frac{1}{y} = \frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2} \quad (39)$$

Tendo a equação (38), pode-se pôr o  $y$  em evidência e obtém-se (40):

$$y = \frac{y_2}{y_2 + y_1} \cdot y_1 \quad (40)$$

Substituindo (37) e (38) em (40), chega-se a, que permite calcular a deformação nas paredes laterais deste tipo de cavidades, representada em (41) [4].

$$y = 0,012 P h^2 L^2 \cdot \frac{15625 h^2 L^2 + 1,995 h^2 (s_1)^2 + 16625 L^2 (s_1)^2 + 2,1227 \cdot 10^5 \cdot (s_1)^4}{E \cdot (s_1)^3 \cdot (125 L^4 + 1596 L^2 (s_1)^2 + 6000 h^4 + 6384 h^2 (s_1)^2)} \quad (41)$$

Contudo, o que se pretende com esta equação é a determinação da espessura da parede ( $s_1$ ), que pode ser visualizada na Figura 32.

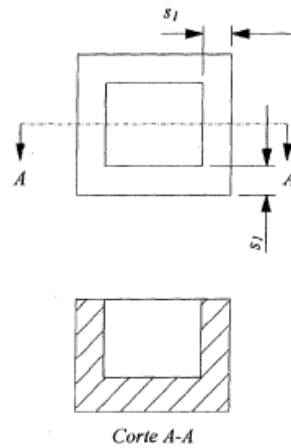


Figura 32 - Espessura das paredes laterais em cavidades retangulares [4]

Para calcular a espessura das paredes laterais, é necessário isolar a variável  $s_1$ , o que resulta num polinómio de grau 5, logo não existe uma exatidão das raízes encontradas mas existem diversos métodos como o método da interação linear e também através de gráficos que permite calcular estas raízes. Este último método é o mais simples mas menos preciso e é onde existem duas funções que podem ser visualizadas num gráfico e na zona onde ocorre a interseção das duas funções é onde se determina as raízes da equação [4].

### 3.9.2 Paredes laterais da chapa 2 para cavidades circulares

O princípio da sobreposição pode ser utilizado no cálculo de moldes com cavidades circulares, apesar de que (42) e (43) são diferentes.

$$y_1 = \frac{Pr}{E} * \frac{1 + \frac{r^2}{R^2}}{1 - \frac{r^2}{R^2}} + v \quad (42)$$

$$y_2 = \frac{P*12*h^4}{8*E*(s_2)^3} + \frac{P*2,6*h^2}{2*E*s_2} * 1,2 \quad (43)$$

Substituindo estas duas variáveis em (40), obtém-se (44) que é a deformação nas cavidades circulares.

$$y = 3P \frac{r}{E} \left( \frac{-R^2 - r^2 - \nu R^2 - \nu r^2}{(r^2 - R^2)} \right) * h^2 * \left[ \frac{25h^2 + 26(s_2)^2}{75h^4 + 78h^2(s_2)^2 + 50r * (-1 * \left( \frac{\nu R^2 + 10r^2 + \nu R^2 - \nu r^2}{(r^2 - R^2)} \right))} \right] \quad (44)$$

Esta equação ainda pode ser reduzida, se considerarmos que a espessura da parede ( $s_2$ ) é a subtração do raio externo ( $R$ ) pelo raio interno ( $r$ ). Isto é importante, caso queiramos calcular o valor do raio externo. Para chapas de cavidades circulares, este raio externo está representado na Figura 33 [4].

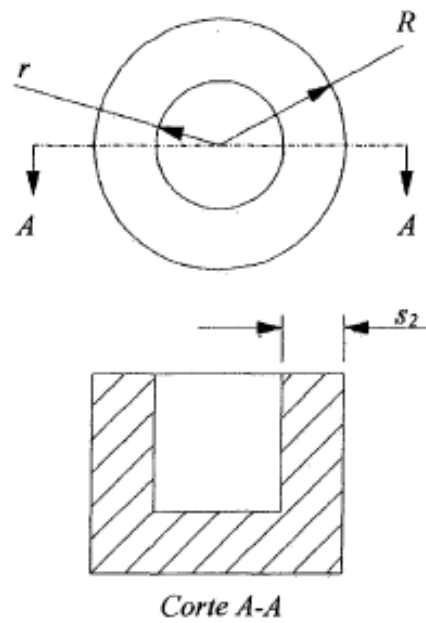


Figura 33 - Variáveis existentes em cavidades circulares com chapas de cavidades circulares [4]

Caso a chapa da cavidade seja retangular, então o raio externo pertence a uma circunferência imaginária que está circunscrita ao retângulo, tal como pode ser visualizado na Figura 34. Tal como nas cavidades retangulares, a equação obtida será de grau 5, sendo que deve ser resolvida da mesma forma.

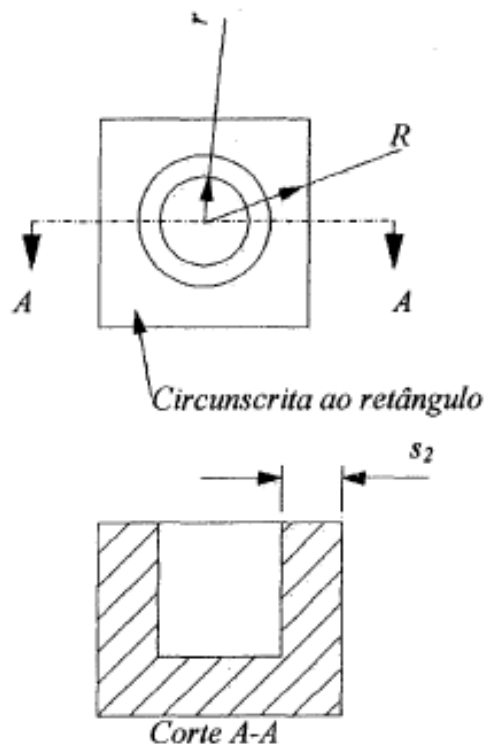


Figura 34 - Variáveis existentes em cavidades circulares com chapas de aperto retangulares [4]

### 3.9.3 Base da chapa da cavidade

---

A espessura da base da chapa da cavidade pode ser calculada através do método de Menges, sendo que a deformação nessa chapa pode ser obtida através de (45).

$$y = \frac{P*12*D^4}{1138*E*(s_3)^3} + \frac{P*2,66*D^2}{16*E*(s_3)} * 1,2 \quad (45)$$

Tipicamente, o objetivo do projetista é calcular o valor da espessura da parede da base da chapa da cavidade ( $s_3$ ) e, para tal, é necessário isolar essa variável, o que irá resultar numa equação grande e complexa. Ao aplicar os valores da cada variável na equação, obtém-se o valor mínimo indicado para a espessura da base da chapa da cavidade, sendo que esta espessura está representada na Figura 35 [4].

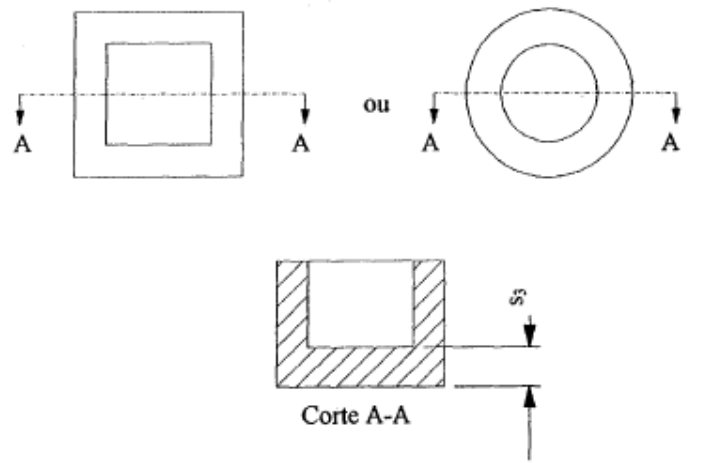


Figura 35 - Espessura da base da chapa da cavidade [4]

### 3.9.4 Parede entre as cavidades

---

O cálculo da parede entre as cavidades é analisado de forma diferente dos outros métodos, já que existe pressão na extremidade da parede, logo, deve-se saber se as pressões aplicadas em cada superfície têm a mesma intensidade e se são aplicadas em simultâneo. Caso não sejam iguais, deve-se calcular a resultante entre elas e a espessura da parede e para tal utilizam-se (41) e (44). No caso de serem iguais, então ocorre um esforço de compressão e supõe-se a hipótese de que a parede possa ser simplificada como uma viga submetida à compressão [4].

A tensão de compressão pode ser calculada através de (46) enquanto que a elongação longitudinal obtém-se através de (47) e a deformação por (48). De seguida, faz-se a substituição de (47) em (48) e obtém-se (49). Finalmente, com (46) e (49), pode-se calcular

a deformação da parede causada pela compressão, representada em (50), devido à pressão nas cavidades para que não seja ultrapassado o valor recomendado, tendo como variáveis a pressão (P), o comprimento (l) a área (A) e o módulo de Young (E) [4].

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (46)$$

$$\delta = l * \varepsilon \quad (47)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (48)$$

$$\delta = l * \frac{\sigma}{E} \quad (49)$$

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (50)$$

Contudo, para determinar o valor da espessura da parede da cavidade assume-se que as cavidades do molde são cavidades postiças. Normalmente, a distância mínima entre as duas cavidades é o dobro da espessura da parede do postiço, caso não haja uma parede que separe os postiços [4].

Mas como se pode verificar na Figura 36 existe uma parede entre os postiços e a sua espessura tem o mesmo valor da espessura das paredes dos postiços, logo a distância mínima entre as cavidades é obtida através de (51).

$$s_4 = 3e \quad (51)$$

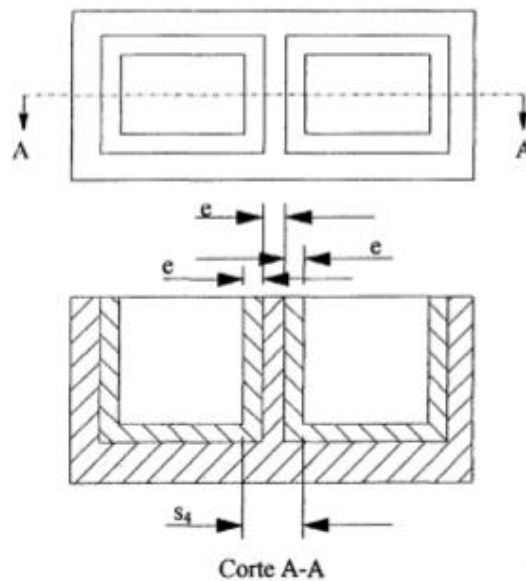


Figura 36 - Distância mínima entre as cavidades do molde com postiços [4]

Para moldes com mais cavidades e com elementos móveis em cunha, a espessura das paredes entre as cavidades é projetada em função da abertura dos elementos adjacentes, tal como pode ser visualizado na Figura 37, sendo que (52) e (53) representam o respetivo método para calcular a espessura da parede entre as cavidades [4].

$$t = \frac{h_1}{\operatorname{tg}(\alpha)} \quad (52)$$

$$s_5 = 2t \quad (53)$$

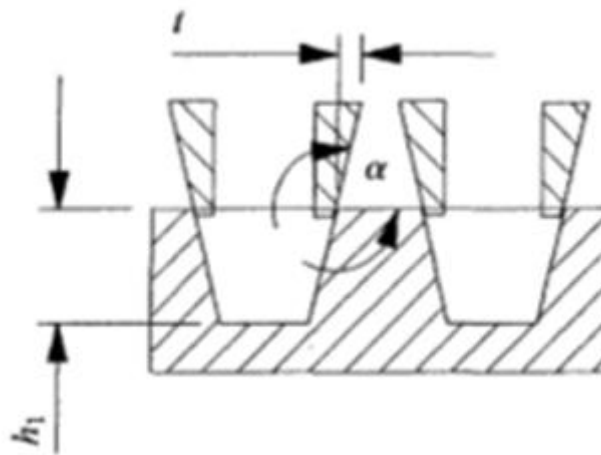


Figura 37 - Molde com múltiplas cavidades e com elementos em cunha [4]

### 3.9.5 Paredes laterais da chapa da cavidade em moldes com elementos móveis

Em moldes com cavidades retangulares e elementos móveis em cunha, devem-se calcular dois tipos de paredes externas das cavidades (uma na direção transversal “ $s_1$ ” e outra na direção axial “ $s_6$ ”). Para ambas as direções, assume-se a hipótese de que os cálculos para calcular a espessura da parede da cavidade sejam realizados da mesma forma como para as paredes laterais, apesar de que a espessura da parede na direção axial ( $s_6$ ) à abertura dos elementos móveis seja o valor médio da espessura da parede, tendo como referência a base da cavidade, tal como está representado na Figura 38 [4].

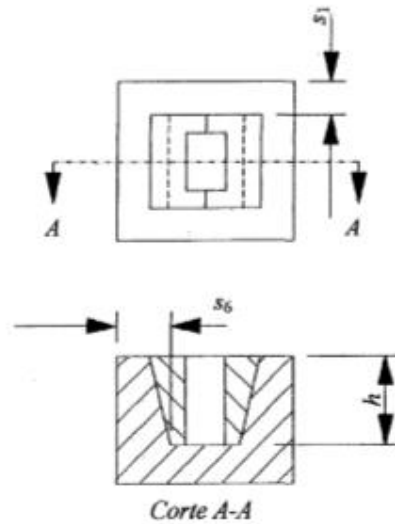


Figura 38 - Espessura da parede lateral da cavidade num molde com elementos móveis [4]

Quanto aos moldes com cavidades circulares, deve-se dimensionar a espessura da parede média ( $s_7$ ), que está representada na Figura 39, sendo que é calculada da mesma forma que as paredes laterais de moldes circulares. Primeiro, decompõe-se a força de injeção que é aplicada sobre a parede do elemento móvel, determina-se a força que age sobre a parede do molde, considerando que essa força se aplica sobre uma área de comprimento igual à altura da cavidade e de largura unitária [4].

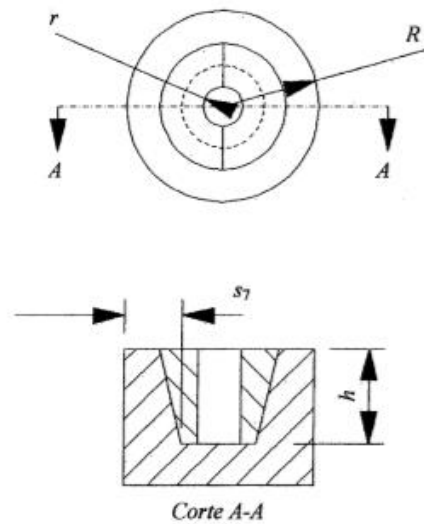


Figura 39 - Espessura da parede lateral em moldes circulares com elementos móveis [4]

Para facilitar o cálculo da força causada pela pressão de injeção, concentra-se a força “F” num ponto central, tendo em conta que a pressão “P” é aplicada sobre a superfície moldante, logo calcula-se a força “F” através da pressão de injeção e da área da aplicação, segundo (54). Este método pode ser visualizado na Figura 40 [4].

$$F = P * A \quad (54)$$

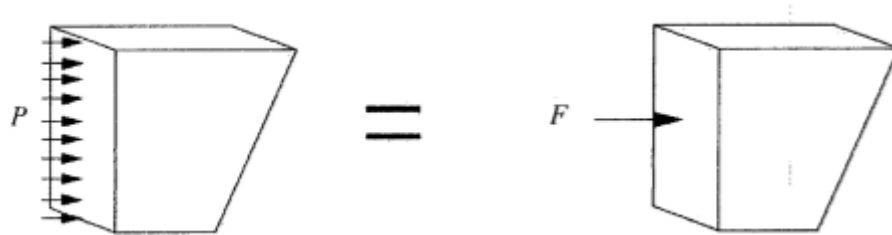


Figura 40 - Aplicação da pressão de injeção num elemento móvel [4]

Também se deve ter em consideração de que a superfície de contacto entre o elemento móvel e a parede do molde é inclinada, daí surgirem duas componentes da força de injeção (uma na direcção normal “ $F_b$ ” e outra na direcção tangencial “ $F_a$ ”) que estão representadas na Figura 41 [4].

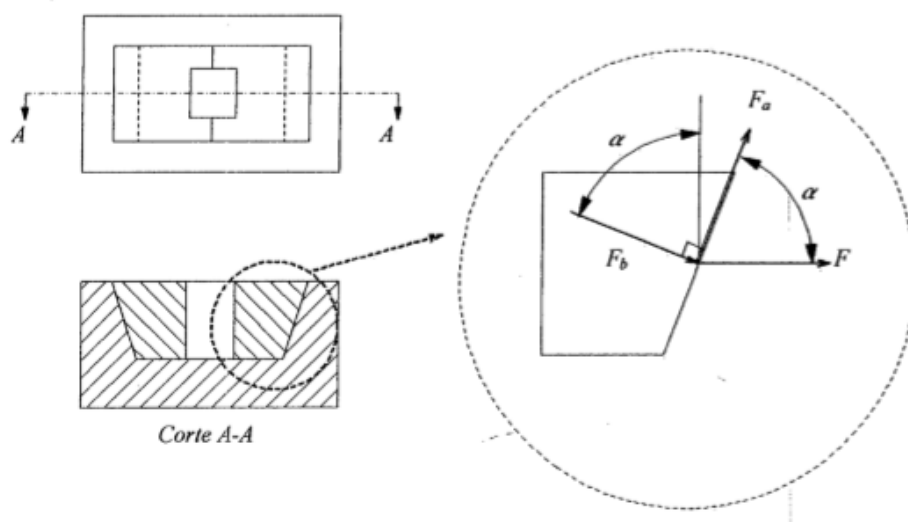


Figura 41 - Decomposição da força de injeção [4]

Utilizam-se (55), (56), (57), (58), (59), (60), (61), (62) e (63) porque são necessárias para o cálculo destas forças que compõem a força de injeção.

$$\sum F_x = 0 \quad (55)$$

$$F = F_a \cos(\alpha) + F_b \sin(\alpha) \quad (56)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (57)$$

$$F_a \sin(\alpha) - F_b \cos(\alpha) = 0 \quad (58)$$

$$F_b = \frac{F_a \text{sen}(\alpha)}{\cos(\alpha)} = \text{tg}(\alpha) * F_a \quad (59)$$

$$F = F_a \cos(\alpha) + [\text{tg}(\alpha) * F_a] \text{sen}(\alpha) \quad (60)$$

$$F = F_a * (\cos(\alpha) + [\text{tg}(\alpha) * \text{sen}(\alpha)]) \quad (61)$$

$$F_a = \frac{F}{(\cos(\alpha) + [\text{tg}(\alpha) * \text{sen}(\alpha)])} \quad (62)$$

$$F_b = \frac{F * \text{tg}(\alpha)}{(\cos(\alpha) + [\text{tg}(\alpha) * \text{sen}(\alpha)])} \quad (63)$$

Analisando o modelo real, percebe-se que além da força causada pela pressão de injeção, existe também a força de atrito ( $F_\mu$ ) que atua entre o elemento móvel e a chapa de deslize, sendo que este último é um elemento do molde cujo objetivo é facilitar a movimentação do elemento móvel e é tipicamente fabricada com matéria-prima que possua a propriedade de auto lubrificação. Esta força de atrito resulta do deslizamento do elemento móvel sobre a chapa de deslize e influencia a força causada pela pressão de injeção mas em sentido contrário, tal como se pode verificar na Figura 42 [4].

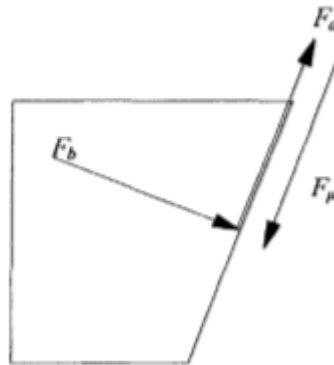


Figura 42 - Força de atrito na chapa de deslize [4]

A força de atrito existente pode ser calculada através da seguinte sequência de (64), (65) e (66) e é a força resultante ( $F_r$ ) que se opõe à força de fecho do molde.

$$F_\mu = \mu F_b \quad (64)$$

$$F_r = F_a - F_\mu \quad (65)$$

$$F_r = \frac{F}{(\cos(\alpha) + [\operatorname{tg}(\alpha) * \operatorname{sen}(\alpha)])} - F_\mu \quad (66)$$

Para o dimensionamento da espessura da parede “s<sub>6</sub>” ou “s<sub>7</sub>”, determina-se a pressão resultante (P<sub>F</sub>) da aplicação dessa força sobre a parede lateral do molde, sendo que esta força é expressa por:

$$P_F = \frac{F}{A} \quad (67)$$

Para chapas de cavidades retangulares, a área (A) é a superfície resultante da altura da parede média e da largura do componente (68), sendo que esta área é ilustrada pela linha pontilhada na Figura 43 [4].

$$A = L * h \quad (68)$$

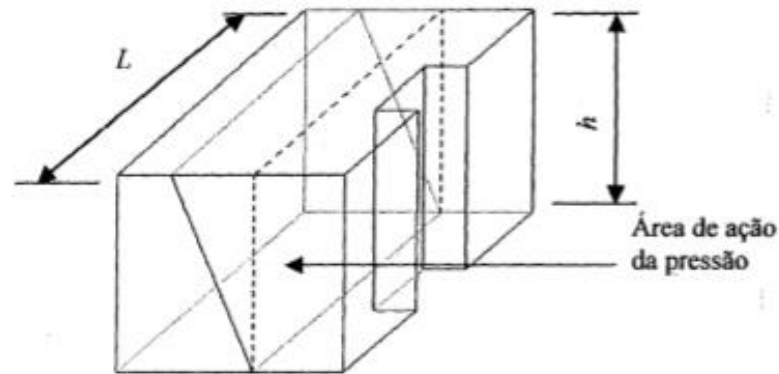


Figura 43 – Área de ação da pressão em chapas de cavidades retangulares [4]

Já para chapas de cavidades circulares, a área (A) é a superfície resultante da altura da parede média e do perímetro da circunferência (69). Esta área de ação está representada pela linha pontilhada na Figura 44 [4].

$$A = \pi * r' * h \quad (69)$$

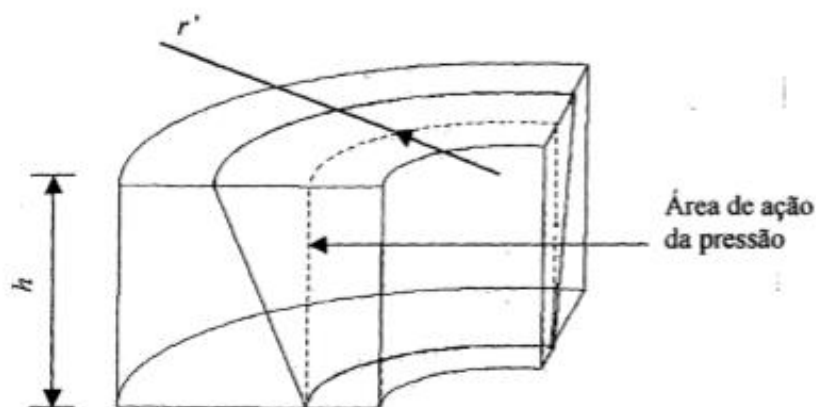


Figura 44 - Área de ação da pressão em chapas de cavidades circulares [4]

## 4. Utilização analítica do método de Menges

---

O método de Menges é um método muito utilizado para o dimensionamento mecânico de moldes de injeção cujo princípio é decompor o molde num conjunto de formas simples. Este método envolve diversas variáveis que já foram representadas nas equações anteriores e que serão necessárias para o cálculo das deformações nas paredes laterais da chapa da cavidade e na base da chapa da bucha e da cavidade, tais como:

- Pressão de injeção ou pressão na cavidade ( $P_D$ );
- Profundidade da cavidade ( $h$ );
- Módulo de Young ( $E$ );
- Espessura da parede lateral da chapa das cavidades ( $s_{cavidade}$ );
- Espessura da parede lateral da chapa das buchas ( $s_{buchas}$ );
- Comprimento da parede lateral da chapa da cavidade ( $h_{cavidade}$ );
- Comprimento da parede lateral da chapa da bucha ( $h_{buchas}$ );
- Comprimento da base da chapa da cavidade ( $D_{cavidade}$ );
- Comprimento da base chapa da bucha ( $D_{buchas}$ ).
- Espessura da base da chapa das cavidades ( $L_{cavidade}$ );
- Espessura da base da chapa das buchas ( $L_{buchas}$ );

De modo a simplificar os cálculos analíticos, a pressão na cavidade será de  $1 \text{ N/mm}^2$  (1MPa) e o módulo de Young será de 210 GPa ( $210000 \text{ N/mm}^2$ ). O molde considerado para a utilização numérica do método de Menges será um molde, de apenas uma cavidade, que produz peças em “L”, com uma espessura de 20 mm, cujas dimensões gerais são as que estão representadas na Figura 45.

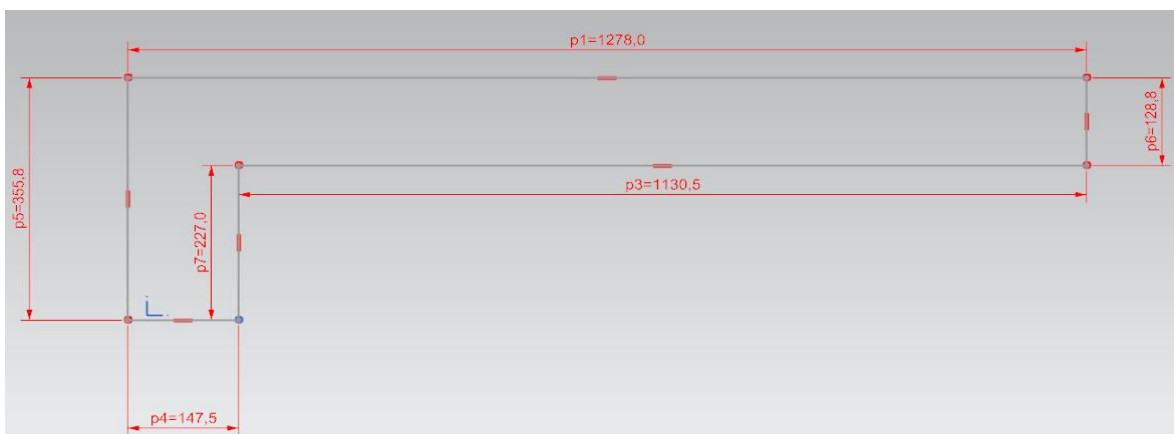


Figura 45 - Dimensões da peça em "L"

## 4.1 Cálculo do alongamento

---

A primeira etapa do dimensionamento mecânico de moldes de injeção é calcular o alongamento obtido, segundo uma pressão de injeção ( $p$ ), a área de projetada ( $A_p$ ) e elementos que envolvem molas ( $C_S$  e  $C_W$ ) sendo que para tal, utiliza-se (70).

$$p \cdot A_p = \Delta L \cdot (C_S + C_W) \quad (70)$$

A área projetada é calculada através da simplificação a peça em “L” em dois retângulos, seguido depois pela soma das áreas desses dois novos retângulos, como está em (71).

$$A_p = (355,8 \cdot 147,5) + (1130,5 \cdot 128,8) = 198088,9 \text{ mm}^2 \quad (71)$$

Para calcular os elementos com molas, foi necessário saber que tipo de molas é que o molde utiliza (4 molas Rabourdin de referência 356, com diâmetro 63 e comprimento 102 mais 4 molas Rabourdin de referência 356, com diâmetro 63 e comprimento 400 [12]) para saber a rigidez delas que está já calculada no catálogo da Rabourdin e o tipo de molas existentes na unidade de fecho, mas como a unidade de fecho máquina ENGEL 2300T, não utiliza molas, mas sim barras, logo calcula-se a rigidez da barra através de (72) e a rigidez resultante das molas existentes no molde através de (73).

$$C_S = \frac{E \cdot A}{L} = \frac{(210 \cdot 10^3) \cdot (2700 \cdot 2430)}{860} = 1,6 \cdot 10^9 \text{ N/mm}^2 \quad (72)$$

$$C_W = (4 \cdot 221) + (4 \cdot 48,5) = 1078 \text{ N/mm}^2 \quad (73)$$

O valor do alongamento está representado em (74) é um valor extremamente pequeno que se adequa ao problema apresentado.

$$\Delta L = \frac{A_p}{C_S + C_W} = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (74)$$

## 4.2 Cálculo de deformações nas paredes laterais da chapa das cavidades

---

Para calcular as deformações na cavidade, utiliza-se o chamado método da sobreposição, onde se irá desmembrar este molde em dois subproblemas mais simples com o objectivo de calcular as deformações em cada um deles ( $Y_1$  e  $Y_2$ ). No final utiliza-se

(75), para calcular a deformação final, que é a deformação nas paredes laterais da chapa das cavidades.

$$\frac{1}{Y} = \frac{1}{Y_1} + \frac{1}{Y_2} \quad (75)$$

Para obter  $Y_1$ , utiliza-se (76) para chegar a (77).

$$Y_1 = \frac{12 * P_D * (h_{Cavidade})^4}{8 * E * (s_{Cavidade})^3} + \frac{2,66 * 1,2 * P_D * (h_{Cavidade})^2}{2 * E * s_{Cavidade}} (=) \quad (76)$$

$$Y_1 = \frac{12 * 1 * 372^4}{8 * (210 * 10^3) * (129,7)^3} + \frac{2,66 * 1,2 * 1 * 372^2}{2 * (210 * 10^3) * 129,7} = 0,0708 \text{ mm} \quad (77)$$

O próximo passo é aplicar (78) para obter  $Y_2$ , cujo valor está representado em (79).

$$Y_2 = \frac{12 * P_D * (h_{Cavidade})^4}{384 * E * (s_{Cavidade})^3} + \frac{2,66 * 1,2 * P_D * (h)^2}{8 * E * s_{Cavidade}} (=) \quad (78)$$

$$Y_2 = \frac{12 * 1 * (372)^4}{384 * (210 * 10^3) * (129,7)^3} + \frac{2,66 * 1,2 * 1 * (372)^2}{8 * (210 * 10^3) * 129,7} = 0,0033 \text{ mm} \quad (79)$$

Finalmente, aplica-se (75) e obtém-se a deformação final das paredes laterais da chapa das cavidades, cujo valor é de 0,0032 mm, que está representado em (80).

$$\frac{1}{Y} = \frac{1}{0,0708} + \frac{1}{0,0033} (=) Y \cong 0,0032 \text{ mm} \quad (80)$$

### 4.3 Cálculo de deformações na base da chapa da cavidade e da chapa da bucha

O cálculo das deformações na base da chapa da cavidade é efetuado através de (81). Em (82) e (83) obtém-se o valor da deformação na base da chapa da cavidade, que é de 0,0246 mm, o que também pode ser considerado como um valor aceitável.

$$Y_{Base\ Cavidade} = \frac{P * 12 * (D_{Cavidade})^4}{1138 * E * (L_{Cavidade})^3} + \frac{P * 2,66 * (D_{Cavidade})^2}{16 * E * L_{Cavidade}} * 1,2 \quad (81)$$

$$Y_{Base\ Cavidade} = \frac{1 * 12 * (1602)^4}{1138 * (210 * 10^3) * (275,88)^3} + \frac{1 * 2,66 * (1602)^2}{16 * (210 * 10^3) * 275,88} * 1,2 \quad (82)$$

$$Y_{Base\ Cavidade} = 0,0246 \text{ mm} \quad (83)$$

De seguida é efetuado analiticamente o cálculo das deformações na base da chapa da bucha, onde se utiliza (84) para obter o valor de deformação pretendido. Ao substituir as variáveis pelos valores correspondentes obtém-se (85), sendo que em (86) está o valor da deformação na base da chapa da bucha, que é de 0,0409 mm.

$$Y_{Base\ Bucha} = \frac{P \cdot 12 \cdot (D_{Bucha})^4}{384 \cdot E \cdot (L_{Bucha})^3} + \frac{P \cdot 2,66 \cdot (D_{Bucha})^2}{8 \cdot E \cdot (L_{Bucha})} \cdot 1,2 \quad (84)$$

$$Y_{Base\ Bucha} = \frac{1 \cdot 12 \cdot (1602)^4}{384 \cdot (210 \cdot 10^3) \cdot (334)^3} + \frac{1 \cdot 2,66 \cdot (1602)^2}{8 \cdot (210 \cdot 10^3) \cdot (334)} \cdot 1,2 \quad (85)$$

$$Y_{Base\ Bucha} = 0,0409 \text{ mm} \quad (86)$$

## 4.4 Cálculo de deformações na bucha

Para o cálculo das deformações na bucha é necessário calcular os fatores de correção ( $K_1$  e  $K_2$ ), representados em (87) e (88). Para tal, foi utilizada uma pressão de injeção ( $P$ ) de  $1 \text{ N/mm}^2$  e uma pressão de referência ( $P^*$ ) que, segundo o método de Menges, é de  $10 \text{ kPa}$  ( $0,01 \text{ N/mm}^2$ ). Deve ser referido que para o cálculo de  $K_2$ , neste caso particular, a pressão resultante ( $P_{res}$ ) é o dobro da pressão de injeção.

$$K_1 = \frac{P}{P^*} = \frac{1}{0,01} = 100 \quad (87)$$

$$K_2 = \frac{P}{P^*} = \frac{1}{0,02} = 50 \quad (88)$$

De seguida, é utilizado (89) para calcular a deformação final na bucha, sendo que é necessário utilizar a deflexão de referência quando é aplicada uma pressão de  $10 \text{ kPa}$  ( $P^*$ ), apesar de que este valor não é fornecido neste método, já que tipicamente utilizam-se gráficos, como o que está exemplificado na Figura 46.

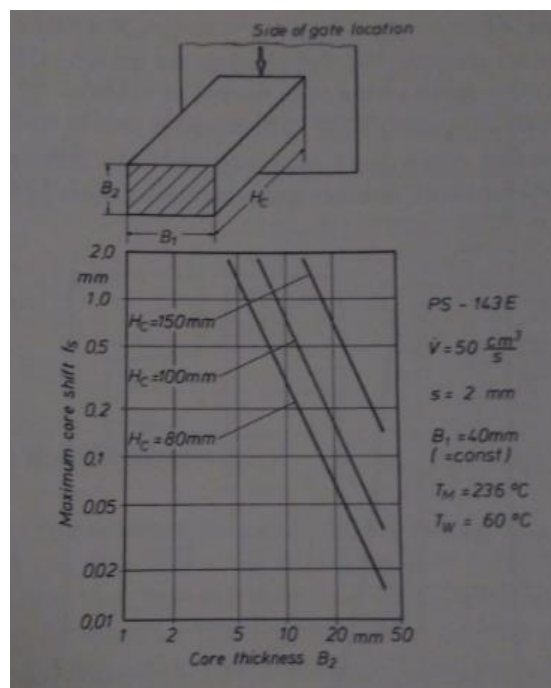


Figura 46 - Gráfico para o cálculo de deformações em buchas retangulares [9]

Caso a deformação pretendida na bucha, seja no máximo 0,1 mm, então a partir de (90), é obtida a deflexão de referência  $y_{10}$ , cujo valor é de 0,00002 mm.

$$y_{Bucha} = K_1 * K_2 * y_{10} = 100 * 50 * y_{10} \quad (89)$$

$$y_{10} = \frac{0,1}{100*50} = 2 * 10^{-5} \text{ mm} \quad (90)$$

## 4.5 Cálculo do ângulo de travamento de elementos móveis

Os elementos móveis podem ser acionados de diversas formas, sendo que a mais comum é a utilização de guias inclinadas, aproveitando o próprio movimento de abertura do molde para fazer o movimento do elemento móvel. Segundo a Figura 47, o elemento móvel c, desliza sobre a placa do lado da extração e durante a abertura do molde, a guia inclinada b obriga o elemento móvel a deslizar, libertando a peça nessa zona. O bloco de travamento d mantém o elemento móvel na posição correta durante a injeção, o que evita que a guia inclinada seja sujeita a esforços mecânicos desnecessários que provocariam um desgaste mais rápido [1].

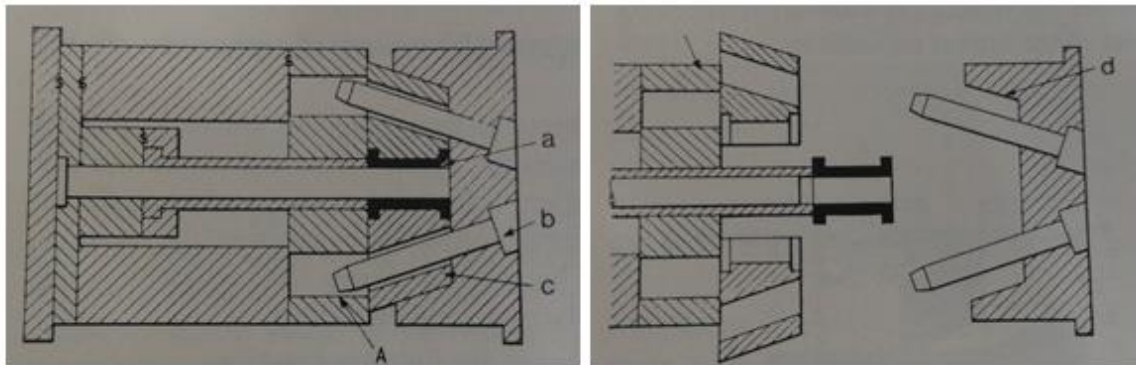


Figura 47 - Funcionamento de elementos móveis [9]

Tal como já foi referido anteriormente, existem duas componentes da força de injeção ( $F$ ), que são a força tangencial à superfície de contacto ( $F_a$ ) e a força normal a essa superfície ( $F_b$ ). Primeiro, é calculada a força de injeção, através de (91), onde é necessária a área de aplicação da força de injeção ( $A$ ) e a pressão de injeção ( $P$ ).

$$F = P * A = 1 * (114 * 140) = 15960 \text{ N} \quad (91)$$

As duas componentes da força de injeção são calculadas segundo (92) e (93). Também se deve ter em conta que na superfície de contacto existe atrito, logo deve-se considerar um coeficiente de atrito ( $\mu$ ), levando à existência de uma nova força ( $F_\mu$ ) que está representada em (94).

$$F_b = F * \sin \alpha \quad (92)$$

$$F_a = F * \cos \alpha \quad (93)$$

$$F_\mu = \mu * F_b = \mu * F * \sin \alpha \quad (94)$$

Um dos objectivos iniciais é definir o ângulo de travamento e maximizar a força tangencial à superfície de contacto. Teoricamente, o que se pretende é saber qual o ângulo de travamento crítico e isso acontece quando a força tangencial à superfície é igual à força de atrito, obtendo portanto (95). Isolando o coeficiente de atrito, obtém-se (96) que permite calcular o coeficiente de atrito crítico.

$$F * \cos \alpha = \mu * F * \sin \alpha \quad (95)$$

$$\mu = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = \cot \alpha \quad (96)$$

Segundo o método de Menges, o coeficiente de atrito crítico é 0,1 em contactos lubrificados e 0,5 ou superior para atrito seco [9]. Com este valor de coeficiente de atrito, obtém-se o ângulo de travamento crítico de 84°, representado em (97).

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{1}{\mu} = \tan^{-1} \frac{1}{0,1} = 84^\circ \quad (97)$$

Com este ângulo, é possível calcular os valores das duas componentes da força de injeção, assim como a força de atrito, representadas em (98), (99) e (100). Assim, fica provado que caso o ângulo de travamento seja maior que 84°, então o elemento móvel não irá deslizar.

$$F_b = 15960 * \sin 84 = 15880,80 \text{ N} \quad (98)$$

$$F_a = 15960 * \cos 84 = 1588,08 \text{ N} \quad (99)$$

$$F_\mu = 0,1 * 15880,80 = 1588,08 \text{ N} \quad (100)$$

Também fica provado que se o ângulo for inferior a 84° então o elemento móvel não terá problemas em deslizar, contudo, isto leva a um enorme desgaste, daí que tipicamente na indústria de moldes, o ângulo utilizado seja entre 15 a 20°. Isto maximiza a força tangencial à superfície de contacto ( $F_a$ ) que ajuda o elemento móvel a deslizar e minimiza a força normal à superfície ( $F_b$ ) e, conseqüentemente, a força de atrito ( $F_\mu$ ) que impede o elemento móvel de se mover, o que era o pretendido inicialmente.

## 4.6 Cálculo da espessura das paredes laterais da chapa das cavidades

---

Após o cálculo das deformações nas paredes laterais das paredes laterais, o método de Menges também permite calcular a espessura mínima necessária, consoante a deformação máxima pretendida.

Considerando que a deformação nas paredes laterais (Y) não deve ser superior a 0,1 mm e que  $Y_1$  é igual  $Y_2$ , então, utiliza-se (101), onde se descobre que para a deformação final (Y) ser 0,1 mm, então  $Y_1$  e  $Y_2$  devem ser 0,2 mm, considerando que ambas as deformações são iguais.

$$\frac{1}{Y} = \frac{1}{Y_1} + \frac{1}{Y_2} (=) \frac{1}{0,1} = \frac{2}{Y_{1,2}} (=) Y_{1,2} = 0,2 \text{ mm} \quad (101)$$

De seguida, utiliza-se (102), (103) e (104), onde se consegue calcular a espessura mínima das paredes laterais da chapa das cavidades ( $s_{\text{Cavidade}}$ ) que é de 89,89 mm. A partir deste valor, pode-se concluir que a deformação das paredes laterais será inferior a 0,1 mm se a espessura das mesmas for superior a 89,89 mm. Deve-se mencionar que a o valor da pressão de injeção ( $P_D$ ), o módulo de Young (E) e o comprimento da parede lateral da chapa 2 ( $h_{\text{Cavidade}}$ ) já são previamente conhecidos.

$$Y_1 = \frac{12 * P_D * (h_{\text{Cavidade}})^4}{8 * E * (s_{\text{Cavidade}})^3} + \frac{2,66 * 1,2 * P_D * (h_{\text{Cavidade}})^2}{2 * E * s_{\text{Cavidade}}} (=) \quad (102)$$

$$0,2 = \frac{12 * 1 * (372)^4}{8 * (210 * 10^3) * (s_{\text{Cavidade}})^3} + \frac{2,66 * 1,2 * 1 * (372)^2}{2 * (210 * 10^3) * s_{\text{Cavidade}}} (=) \quad (103)$$

$$0,2 = \frac{136786,65}{(s_{\text{Cavidade}})^3} + \frac{1,05}{s_{\text{Cavidade}}} (=) s_{\text{Cavidade}} = 89,89 \text{ mm} \quad (104)$$

## 4.7 Cálculo da espessura da base da chapa das cavidades e da chapa das buchas

---

O método de Menges, tal como já foi referido anteriormente, permite o cálculo da espessura da base da chapa das cavidades ( $L_{\text{Cavidade}}$ ) e também da chapa das buchas ( $L_{\text{Bucha}}$ ), quando se pretende que essas chapas tenham uma deformação máxima. Considerando que a deformação máxima na base da chapa das cavidades ( $Y_{\text{Base Cavidade}}$ ) não seja superior a 0,1 mm e utilizando (105), (106) e (107), concluí-se que a espessura mínima da base da chapa

das cavidades é de 157,58 mm e que se a espessura for superior a este valor, a deformação será, conseqüentemente, inferior a 0,1 mm.

$$Y_{Base\ Cavidade} = \frac{P*12*(D_{Cavidade})^4}{1138*E*(L_{Cavidade})^3} + \frac{P*2,66*(D_{Cavidade})^2}{16*E*L_{Cavidade}} * 1,2 (=) \quad (105)$$

$$0,1 = \frac{1*12*(1602)^4}{1138*(210*10^3)*(L_{Cavidade})^3} + \frac{P*2,66*(1602)^2}{16*(210*10^3)*L_{Cavidade}} * 1,2 (=) \quad (106)$$

$$0,1 = \frac{330727,06}{(L_{Cavidade})^3} + \frac{2,44}{L_{Cavidade}} (=) L_{Cavidade} = 157,58\ mm \quad (107)$$

O próximo passo é o cálculo da espessura da base da chapa das buchas, sendo que que a deformação da base desta chapa ( $Y_{Base\ Bucha}$ ) não deverá ultrapassar 0,1 mm. Para tal, utiliza-se (108), (109) e (110), onde se obtêm o valor da espessura mínima da base da chapa das bucha, cujo valor é 231,57 mm.

$$Y_{Base\ Bucha} = \frac{P*12*(D_{Bucha})^4}{384*E*(L_{Bucha})^3} + \frac{P*2,66*(D_{Bucha})^2}{8*E*(L_{Bucha})} * 1,2 (=) \quad (108)$$

$$0,1 = \frac{1*12*(1602)^4}{384*(210*10^3)*(L_{Bucha})^3} + \frac{1*2,66*(1602)^2}{8*(210*10^3)*(L_{Bucha})} * 1,2 (=) \quad (109)$$

$$0,1 = \frac{980123,44}{(L_{Bucha})^3} + \frac{4,88}{(L_{Bucha})} (=) L_{Bucha} = 231,57\ mm \quad (110)$$

A partir destes cálculos, pode-se concluir que se o objetivo for a redução da deformação na base da chapa das cavidades e das buchas, então uma solução é o aumento da espessura da base dessas chapas.

Quando são comparadas as espessuras calculadas analiticamente pelo método de Menges e as espessuras reais do molde em questão, verifica-se que as espessuras reais são superiores e que as deformações são inferiores a 0,1 mm, logo, o objetivo de obter deformações muito reduzidas, tanto nas paredes laterais como na base das chapas da cavidade e da bucha, foi alcançado.

## 5. Análise estrutural de um molde

Neste trabalho, foi ainda analisado um molde de injeção, sendo que o molde escolhido foi o MP3374, que está representado na Figura 48. A principal razão para a escolha deste molde foi que a peça que este molde produz se assemelha a uma peça em “L”, que é um caso crítico de forças existentes no molde, sendo que este molde contém elementos móveis e outros acessórios que tornam este molde complexo.

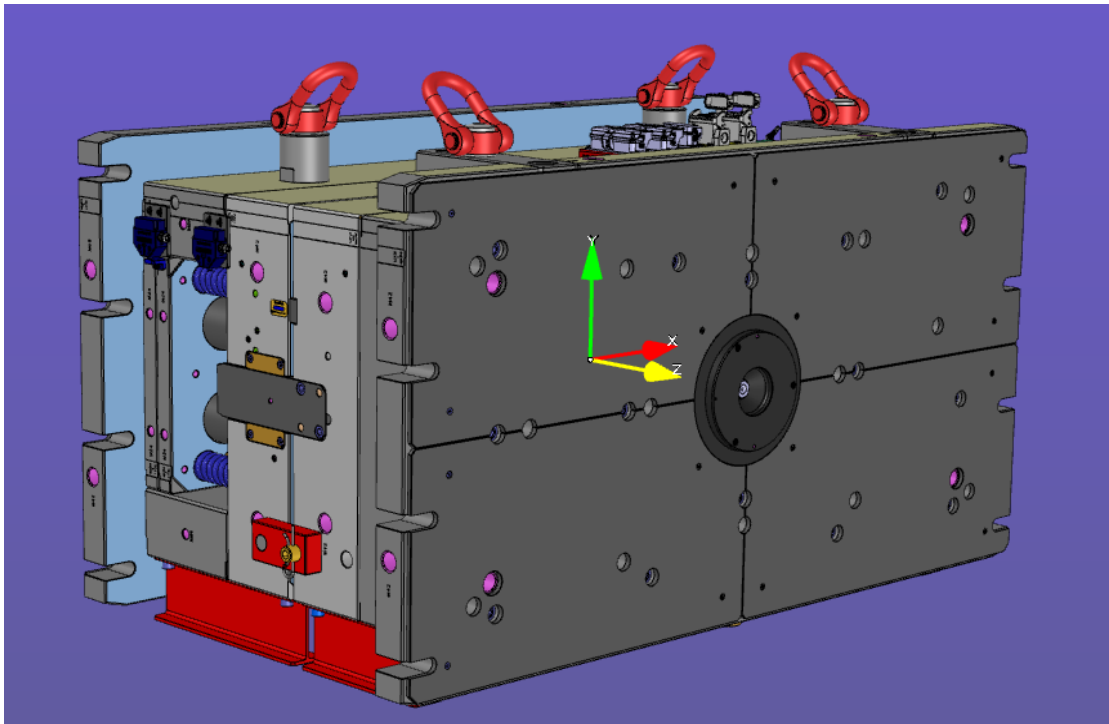


Figura 48 - MP3374

Na Figura 49, estão representadas a cavidade e a bucha do molde referido com todos os periféricos associados, tais como os olhais, fichas elétricas, racores de águas e óleos, *microswitches*, extratores, barras de pressão e de ajuste, entres outros acessórios.

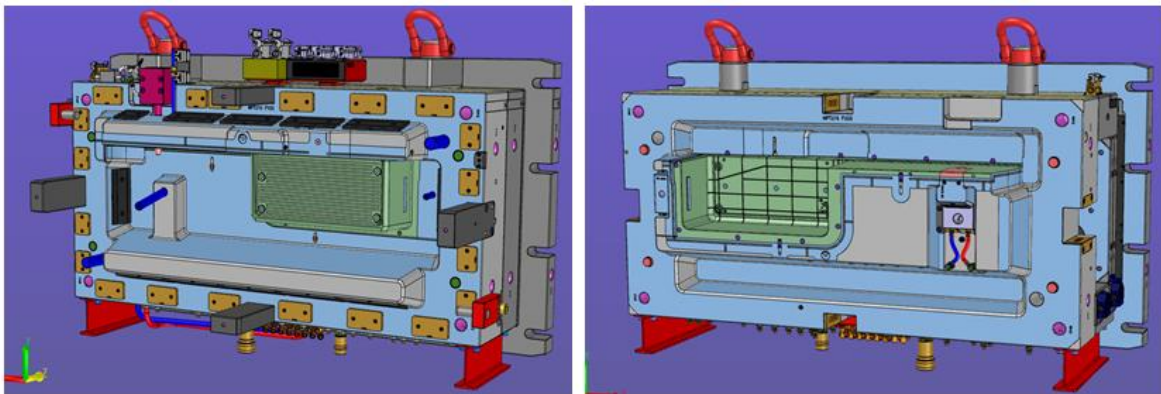


Figura 49 - Cavidade e bucha do MP3374 completo

Como estes acessórios não são necessários para a análise estrutural do molde a levar a efeito então estes foram retirados da modelação ficando, portanto, apenas a cavidade e a bucha, tal como está na Figura 50.

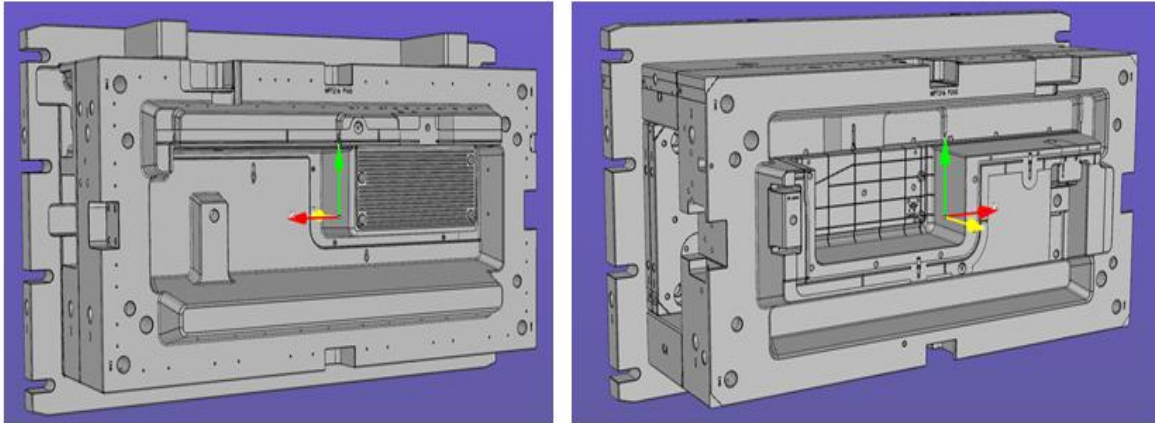


Figura 50 - Cavidade e bucha do MP3374 sem acessórios

O MP3374 irá produzir peças iguais à que está na Figura 51.

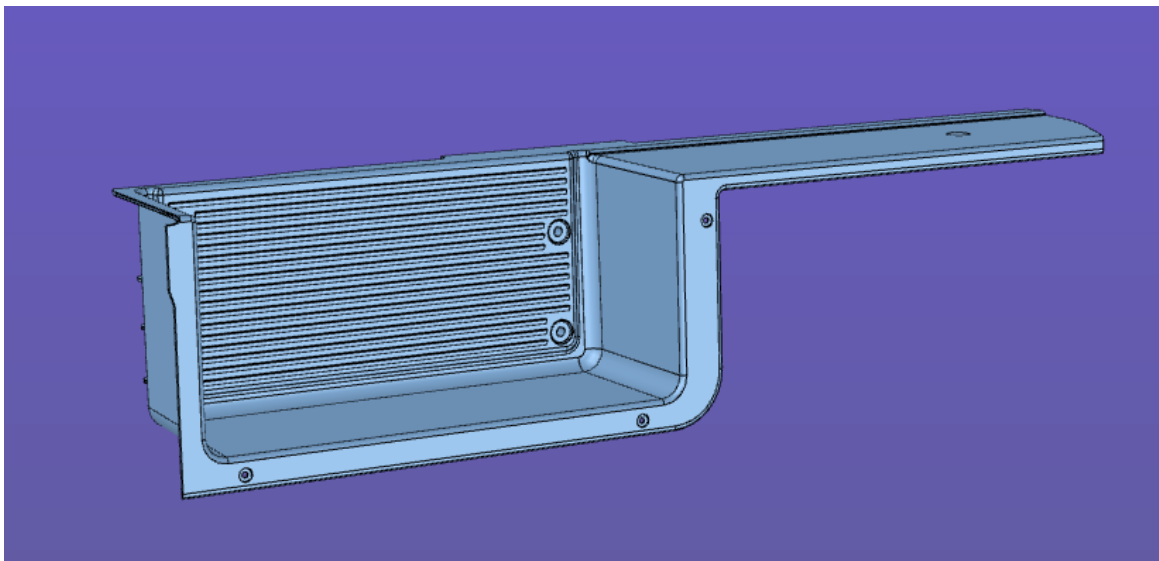


Figura 51 - Peça do MP3374

## 5.1 Especificações técnicas do MP3374

Todos os moldes têm especificações técnicas, relativamente ao tipo de material que vai ser injetado, a contração, o tipo de aço (referência DIN, dureza, tratamento térmico e acabamento superficial), a marca do sistema de injeção, o tipo de extração, os movimentos, todos os acessórios que compõem o molde e qual a máquina onde o molde vai produzir as peças.

Começando pelo material, este é um PP+EPDM. Atualmente, o elastômero mais utilizado na modificação do PP é o EPDM, que é um, copolímero de eteno-propeno e um terceiro monômero que é um dieno que introduz os pontos de insaturação na cadeia do polímero, o que permite a sua vulcanização pelos sistemas usuais de aceleradores e enxofre [11].

Esta combinação tem como objetivo desenvolver produtos que tenham uma grande resistência ao impacto com uma superior estabilidade dimensional e rigidez. Por estas razões, é que material é muito utilizado na indústria automível, principalmente, no fabrico de pára-choques e painéis de instrumentos [11].

O sistema de injeção utilizado para este molde foi um sistema de canais quentes da marca YUDO, a extração é composta essencialmente por extratores cilíndricos e, finalmente, os movimentos existentes neste molde são mecânicos apesar, de que existem também movimentos hidráulicos. É importante referir que este molde não tem quaisquer posições ou balancés, facilitando a análise.

Passando para o tipo de aços, estes têm diversas características, tais como a referência DIN, a dureza (Rc), entre outras, sendo que na Tabela 3, estão essas mesmas características especificadas.

**Tabela 3 - Características dos aços do MP3374**

<b>Item</b>	<b>Referência DIN</b>	<b>Dureza (Rc)</b>	<b>Tratamento Térmico</b>	<b>Acabamentos de Superfície</b>
<i>Estrutura</i>	1.1730			
<i>Cavidade</i>	1.2738	30-32	Pré-Tratado	Textura Química
<i>Bucha</i>	1.2311	30-32	Pré-Tratado	SPI SPE B-3
<i>Movimentos</i>	1.2711	58-60	Nitrurado	SPI SPE B-3

Tal como já foi referido anteriormente, o MP3374 é composto por diversos acessórios, que não são utilizados na análise. Na Tabela 4, estão todos os acessórios que fazem parte do molde, incluindo a quantidade, a marca e a respetiva referência.

Tabela 4 - Acessórios no MP3374

<b>Acessório</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Marca</b>	<b>Referência</b>
<i>Cilindro hidráulico</i>	1	VEGA	
<i>Microswitches</i>	10	Balluf	BNS-819-FD-60-101-FD com LED's
<i>Interlocks</i>	4	HASCO	Retos
<i>Casquilhos de extração</i>	6	HASCO	DLC
<i>Contador de ciclos</i>	1	CUMSA	CCTP 5328
<i>Distribuidores de água</i>	2	FASTER	HNV-1M2 (IN) + HNV-1F2 (OUT)
<i>Racores de água</i>		Fodesco	Z2210/6/R1/4"/9
<i>Racores de óleo</i>		FASTER	NV12 JPTF-12AC-IN + NV12 JPTF-11NO - OUT
<i>Fichas elétricas</i>	3	HARTING	

## 5.2 Molde simples em “L”

Antes de se proceder às simulações no MP3374, foi decidido primeiro fazer simulações num molde mais simples que pudesse fazer peças com forma de “L”, como a que está representada na Figura 52, de modo a que se possa chegar a uns resultados semelhantes aos que poderemos encontrar no molde a ser analisado. Na Figura 53 está representada a cavidade e a bucha do molde em “L”, sendo que as dimensões deste molde são exatamente iguais às do MP3374.

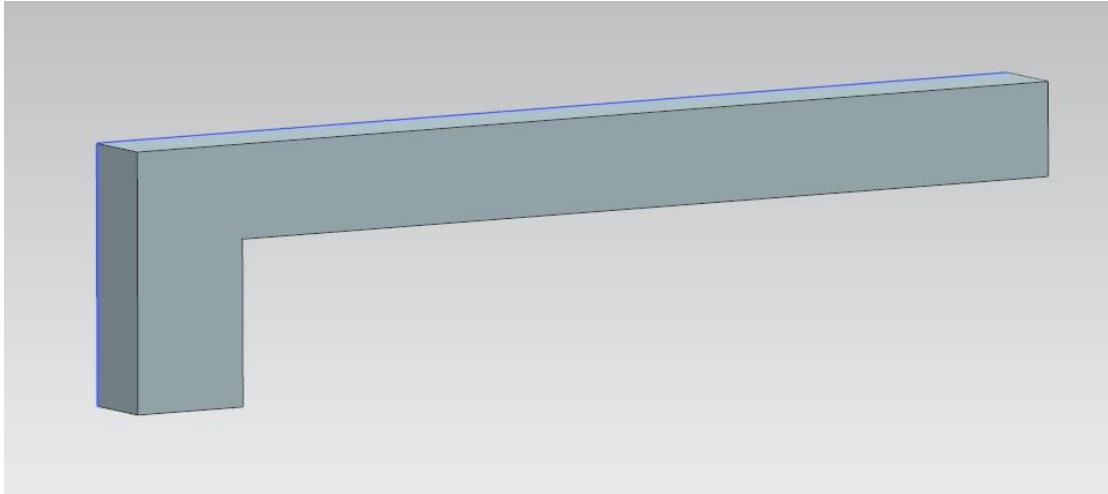


Figura 52 - Peça em forma de "L"

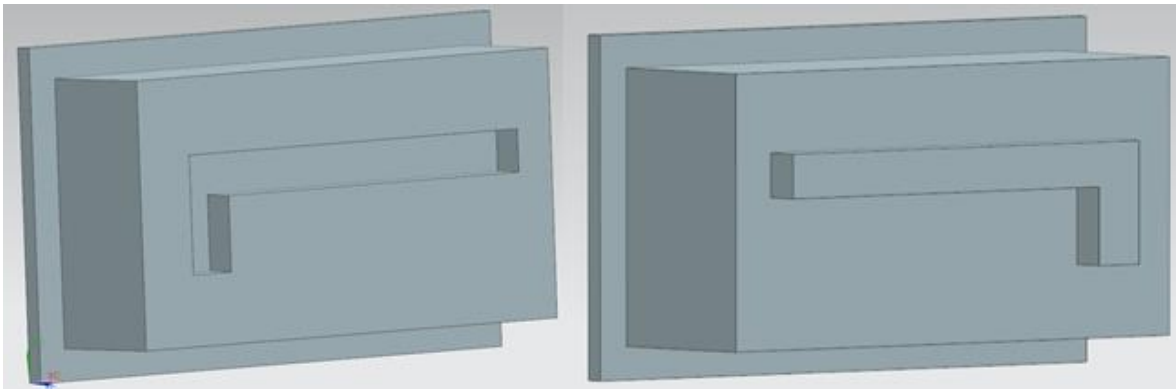


Figura 53 - Cavity e bucha do molde em "L"

Praticamente, todas as análises que foram efetuadas seguirão o seguinte procedimento:

- Criar uma malha de elementos finitos (Figura 54) nas peças a analisar (cavidade e bucha), em que se deve escolher o tamanho do elemento que, neste caso, foi sempre 50 mm. Na cavidade existem, no total, 20072 elementos tetraédricos e na bucha existem 26336 elementos tetraédricos;

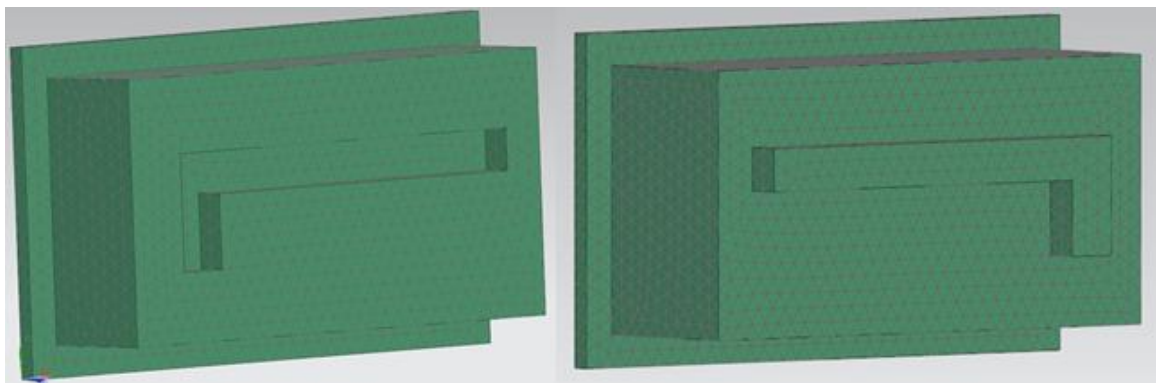


Figura 54 - Malha de elementos finitos na cavidade e na bucha

- Escolher o material da peça;
- Impor uma restrição fixa (tipicamente nas chapas de aperto da bucha e da cavidade);
- Impor uma pressão na zona moldante na cavidade e na bucha (Figura 55), sendo que foi sempre aplicada uma pressão de  $1 \text{ N/mm}^2$ ;
- Aplicar uma força de fecho de  $1 \text{ N/mm}^2$ ;
- Analisar os resultados obtidos e fornecidos pelo *NX 11.0*.

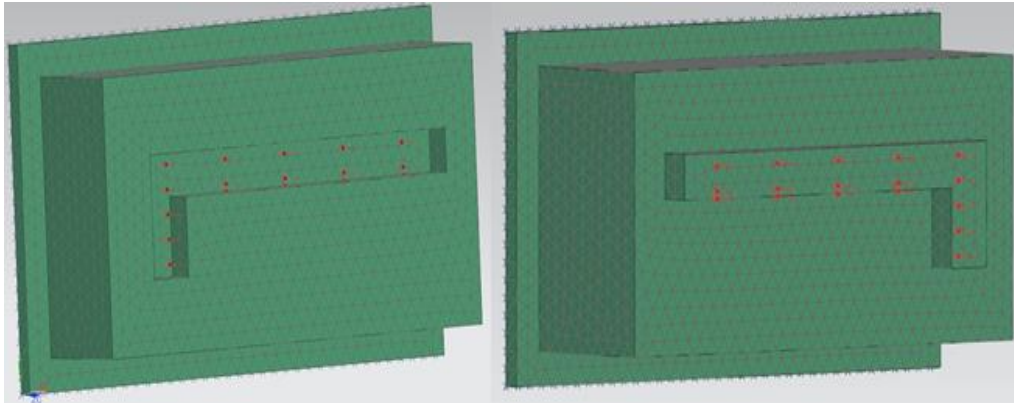


Figura 55 - Restrições e pressões na cavidade e na bucha

### 5.2.1 Resultados na análise da cavidade em “L”

---

O último passo da análise é verificar e analisar, de forma crítica, os resultados obtidos, já que este fornece valores de:

- Deformações nos três eixos gerais;
- Tensão (só nos elementos finitos da malha), sendo que pode ser segundo a sua média, os seus eixos, Von-Mises, octaédrica, entre outras possibilidades;
- Tensão (nos elementos finitos e também nodais);
- Valores da força de reação, sendo que pode ser em torno do eixo dos XX, YY ou ZZ, assim como a sua magnitude;

Começando pela deformação, a máxima obtida foi de  $0,0008 \text{ mm}$  na zona moldante, tal como era esperado (Figura 56), sendo que na Tabela 5 estão os valores de várias deformações consoante o aumento da pressão de injeção.

Tabela 5 - Deformações na cavidade em "L"

Cavidade					
<i>Pressão</i> ( $N/mm^2$ )	1	10	50	100	1000
<i>Deformação</i> <i>Máxima</i> (mm)	0,0008	0,0085	0,0423	0,0847	0,847

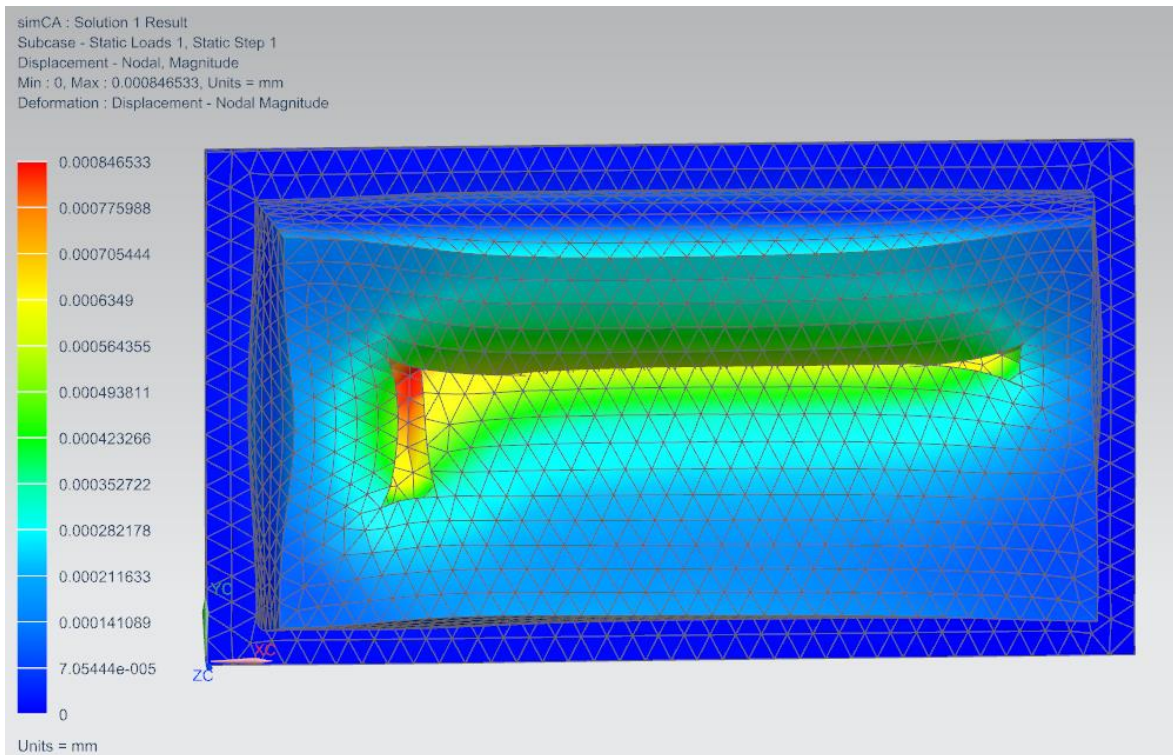
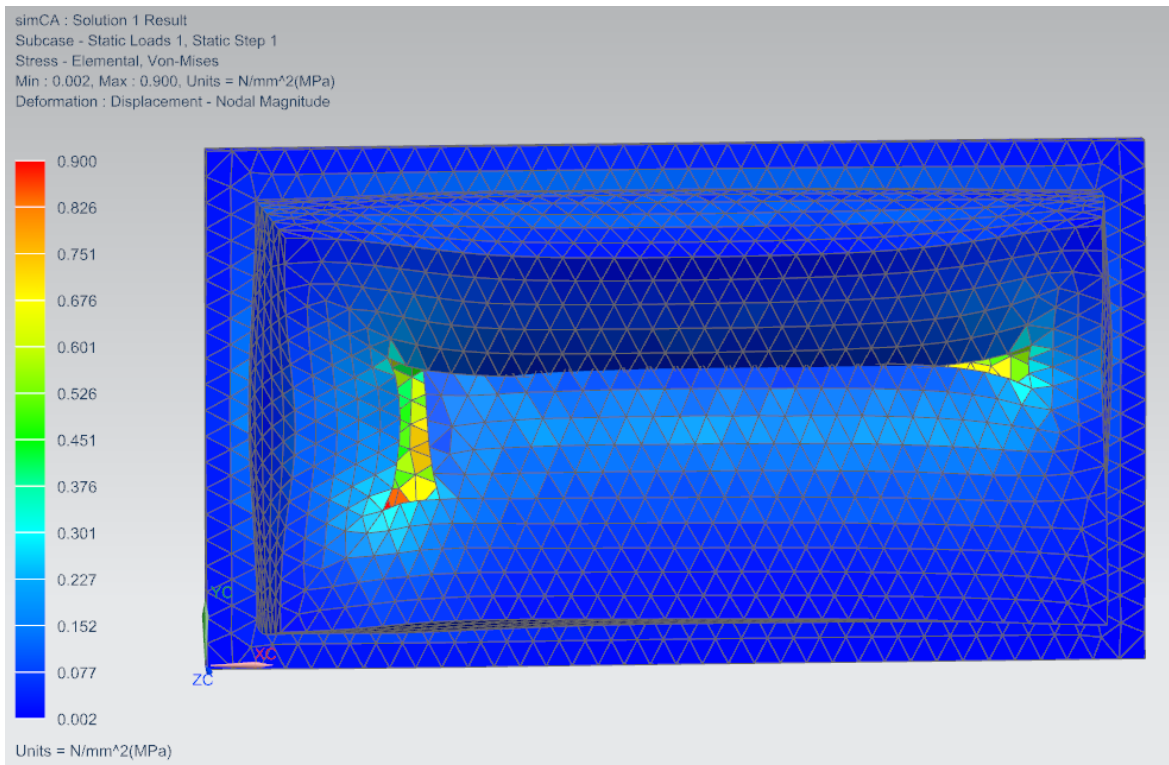


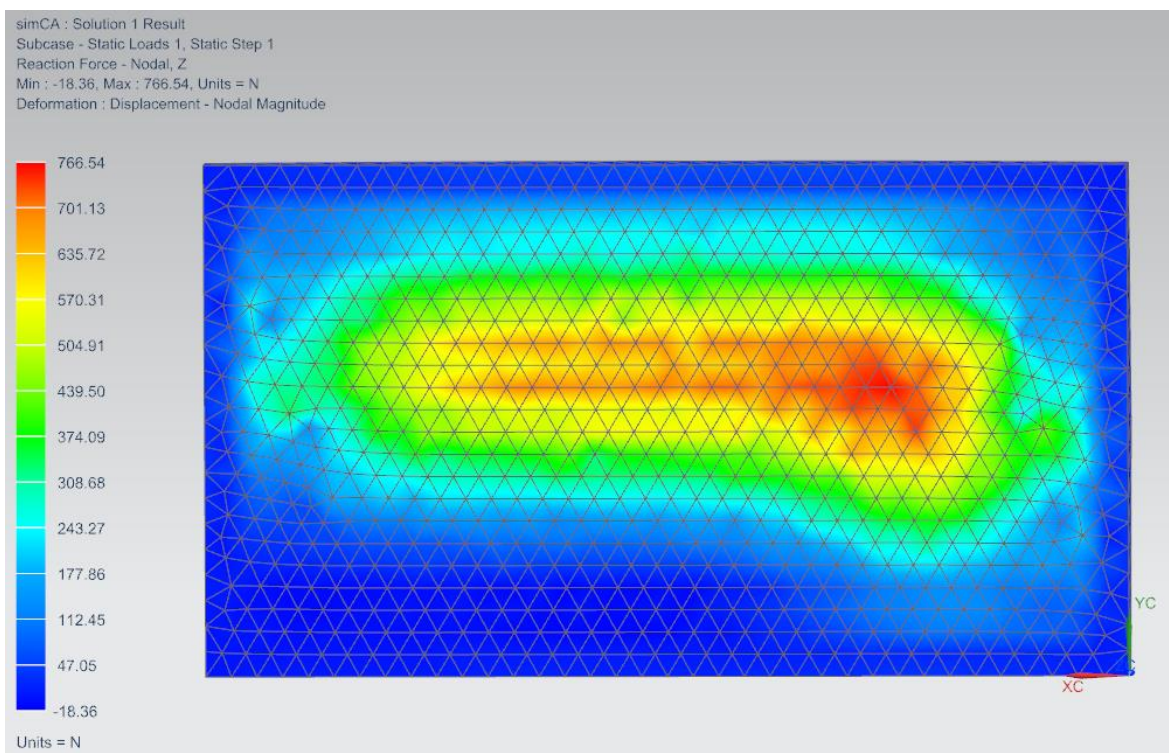
Figura 56 - Deformação máxima na cavidade em "L"

Os próximos valores a serem analisados são os valores de tensão existentes na cavidade que serão na zona moldante, sendo que o valor máximo de tensão foi de 0,9 MPa (Figura 57), o que continua a ser pouco significativo, tendo em conta o tamanho do molde em questão.



**Figura 57 - Tensão máxima na cavidade em "L"**

Por fim, é feita a análise da força de reação, em que os valores máximos serão na chapa de aperto da cavidade, já que é ela que está a suportar essa mesma força, sendo que o valor máximo registrado é de 766,54 N, no eixo dos ZZ (Figura 58).



**Figura 58 - Força de reação máxima na chapa de aperto da cavidade em "L"**

## 5.2.2 Resultados na análise da bucha em "L"

Seguindo o mesmo procedimento que na análise da cavidade, primeiro analisam-se os valores de deformação obtidos, em que o maior valor obtido foi de 0,0014 mm, o que é absolutamente insignificante e este pode ser visualizado na zona moldante na Figura 59.

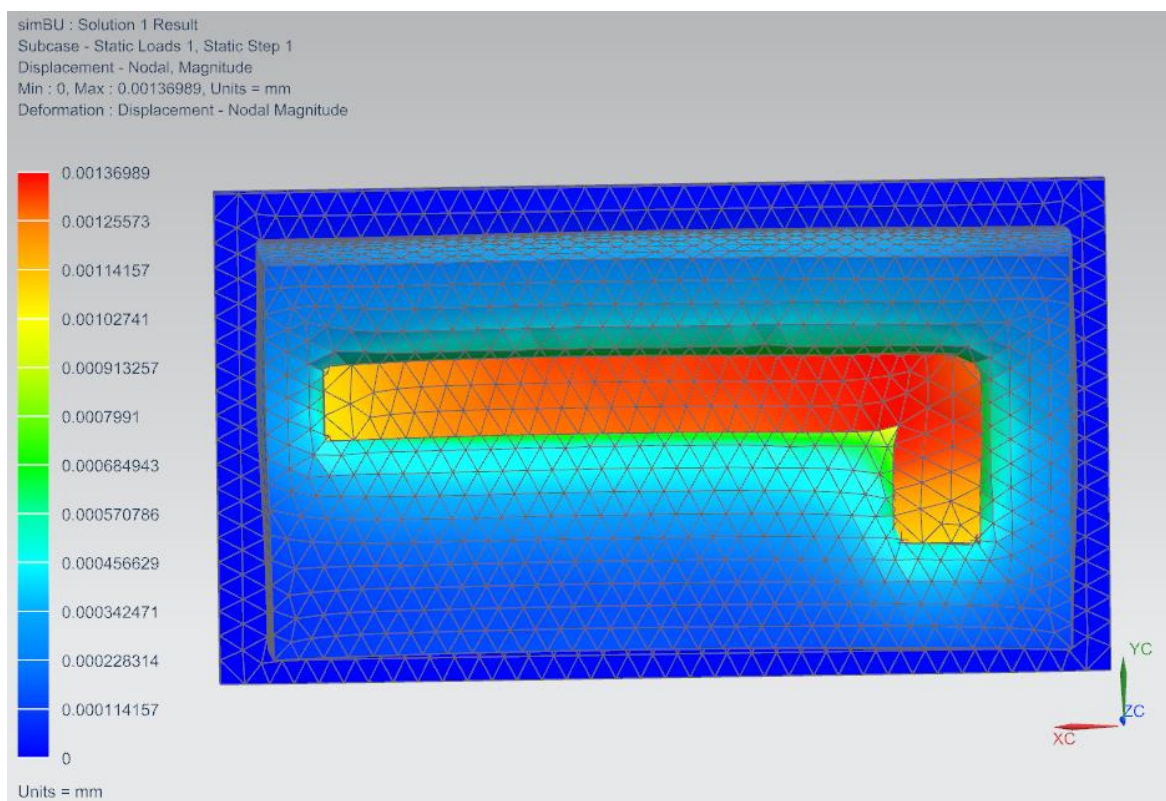


Figura 59 - Deformação máxima na bucha em "L"

Na Tabela 6 estão vários valores de deformação, à medida que se aumenta a pressão de injeção.

Tabela 6 - Deformações da bucha em "L"

<b>Bucha</b>					
<i>Pressão (N/mm<sup>2</sup>)</i>	1	10	50	100	1000
<i>Deformação Máxima (mm)</i>	0,0014	0,0137	0,0685	0,1370	1,3700

Relativamente aos valores de tensão, estes são um bocado superiores aos que foram obtidos na análise da cavidade, sendo que o valor máximo é, evidentemente, na zona moldante e é 1,5 MPa (Figura 60).

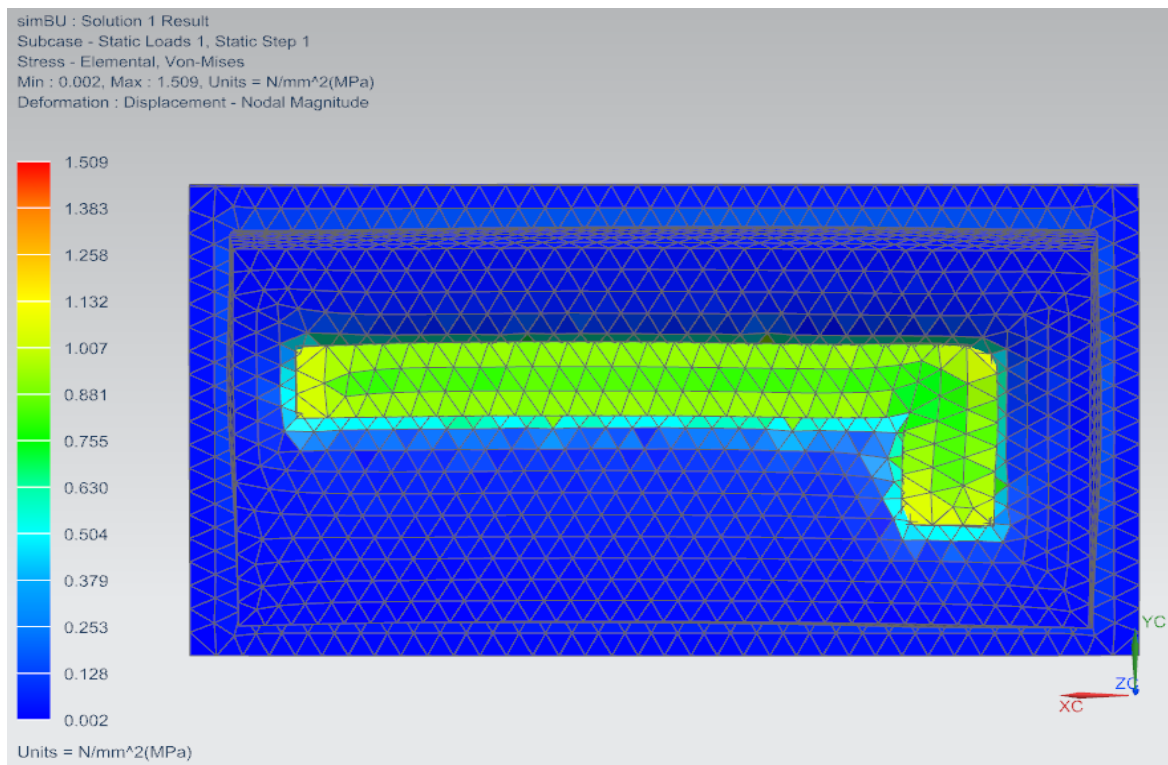


Figura 60 - Tensão máxima na bucha em "L"

Finalmente, só falta analisar os valores da força de reação na chapa 9 deste molde e, comparando os valores da cavidade e da bucha, os da cavidade são superiores, provavelmente, porque existe mais aço na bucha do que na cavidade, daí a força de reação na cavidade ser um bocado maior. Na bucha, o valor máximo desta força é de 555,22 MPa (Figura 61).

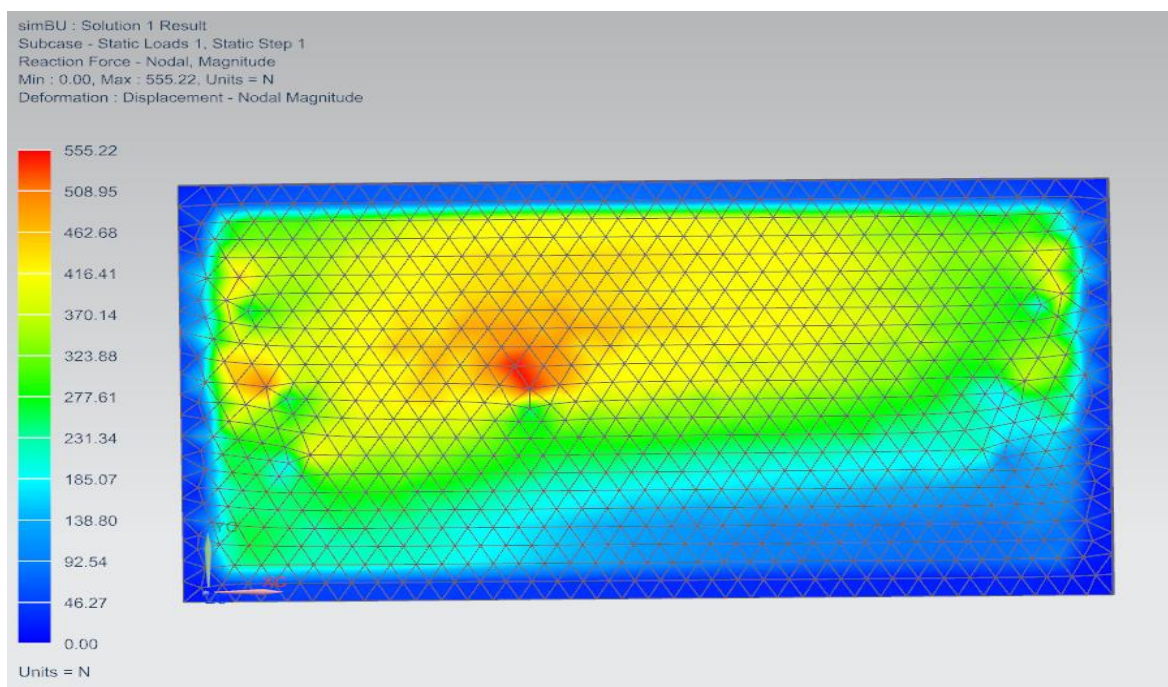


Figura 61 - Força de reacção máxima na bucha em "L"

### 5.2.3 Resultados da análise do molde completo em “L”

Após a análise da cavidade e da bucha deste molde em “L”, junta-se as duas metades do molde, aplicam-se restrições fixas em ambas as zonas de aperto e é aplicada uma força de injeção de 1MPa na chapa de aperto da cavidade, já que é essa a chapa que irá sofrer a força de injeção, segundo o eixo dos ZZ, sendo que é provável que as deformações se encontrem todas nessa chapa, e também foi aplicada uma pressão de 1 MPa na zona moldante, cuja direção é contrária à força de injeção. Estas forças aplicadas podem ser visualizadas na Figura 62.

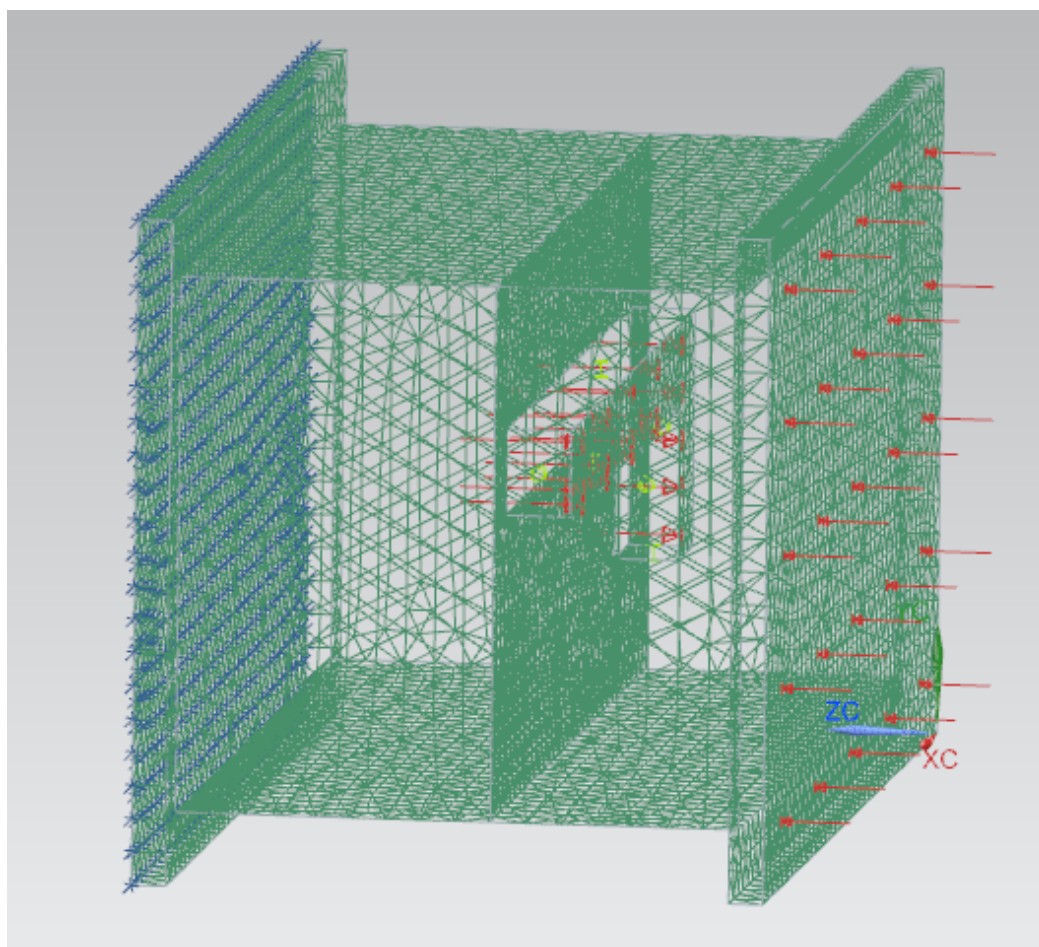


Figura 62 - Aplicação das forças no molde em "L"

Esta conclusão pode ser visualizada na Figura 63 e, a maior parte das deformações são no eixo dos ZZ porque a pressão de 1 MPa é feita nessa direção, sendo que a deformação máxima é de 0,0288 mm e também se deve referir que estas deformações aumentam do centro da chapa para a extremidade, como é de esperar, já são essas zonas com menos aço em contacto.

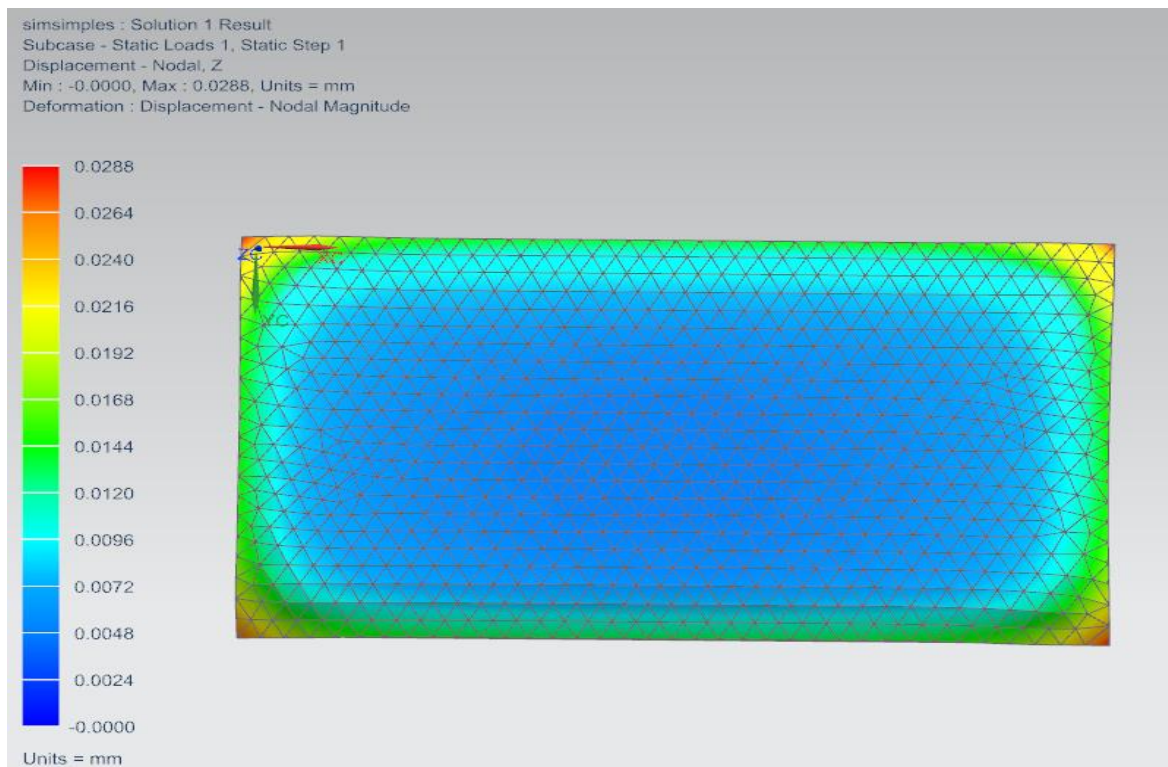


Figura 63 - Deformação máxima no molde em "L"

Quanto à tensão registada neste molde, o valor máximo de Von-Mises é de 13,50 MPa (Figura 64), sendo que este é efetivamente superior quando as duas metades do molde estão juntas do que quando estão separadas.

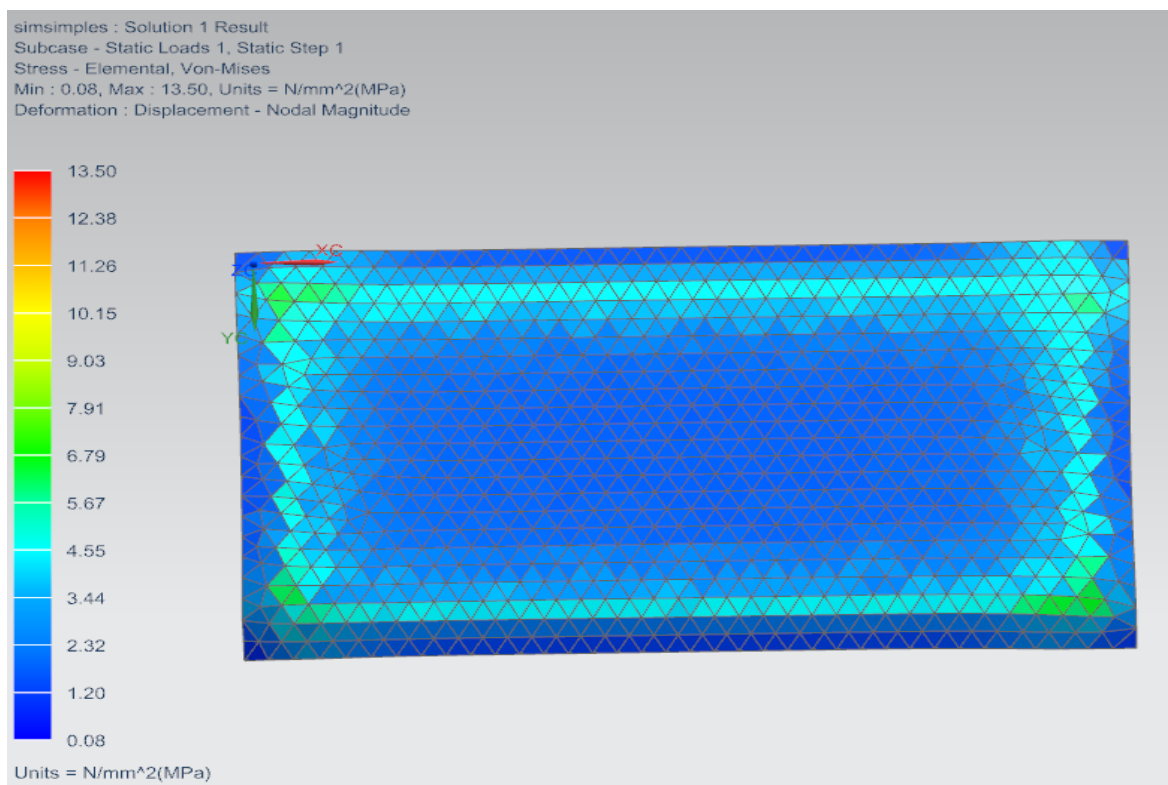


Figura 64 - Tensão máxima no molde em "L"

Com a análise da força de reação neste molde em “L”, dá-se por concluída a análise deste molde e pode-se verificar na Figura 65 que é no eixo dos ZZ onde se situam-se os maiores valores desta determinada força, sendo que o máximo é de 3945,95MPa.

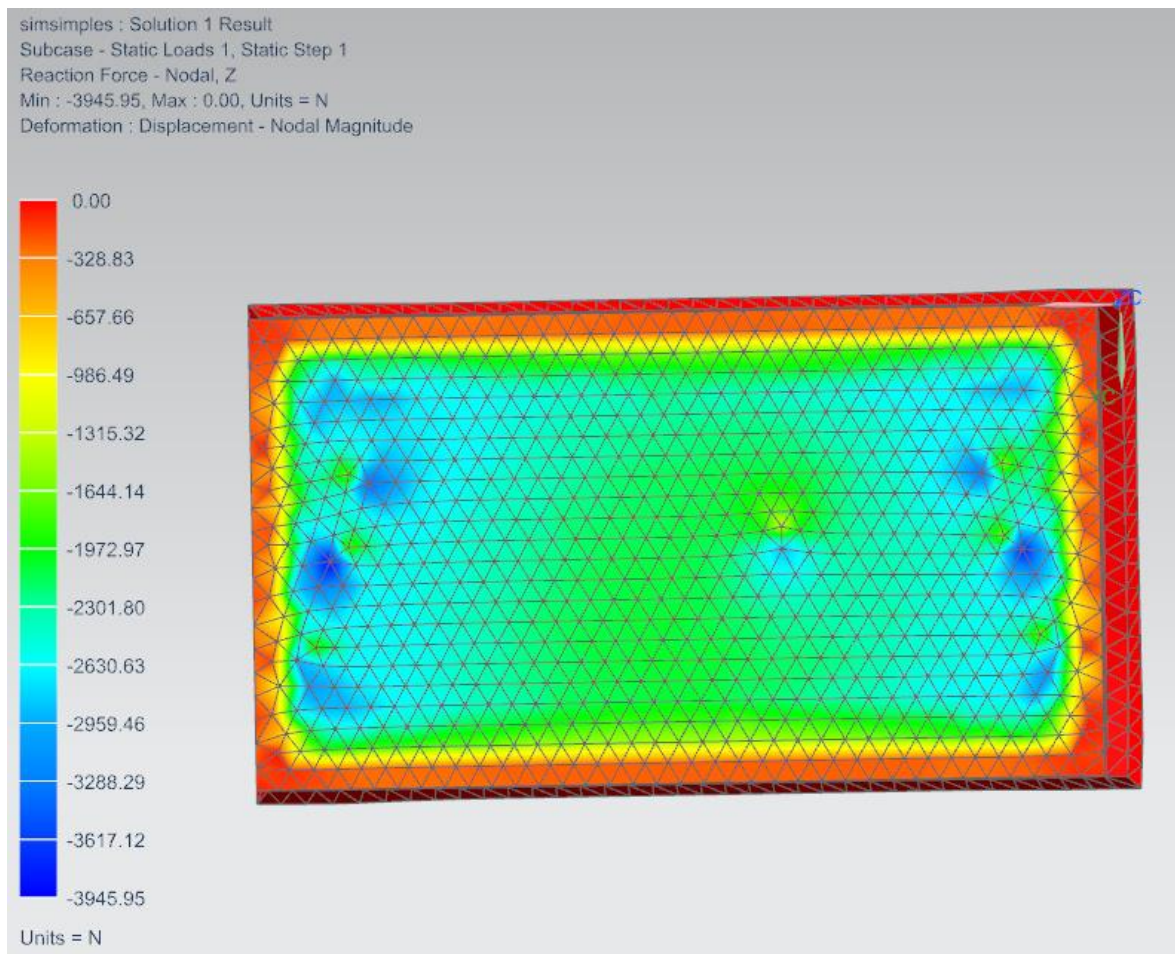


Figura 65 - Força de reação máxima no molde em "L"

### 5.3 Simplificação da cavidade e da bucha do MP3374

Ao serem utilizadas as versões simplificadas representadas anteriormente, surgiram alguns problemas na análise de elementos finitos, já que devido à quantidade de furos, chanfros e gravações existentes na cavidade e na bucha, surgia sempre um erro na concretização da malha de elementos finitos no programa *NX 11.0*, logo, nem a cavidade nem a bucha davam para fazer uma malha de elementos finitos.

Para ultrapassar este problema, foi necessário simplificar ainda mais a cavidade e a bucha, onde foram eliminados os furos, os chanfros, as gravações, fazendo com que a cavidade e a bucha tivessem o seguinte aspeto (Figura 66).

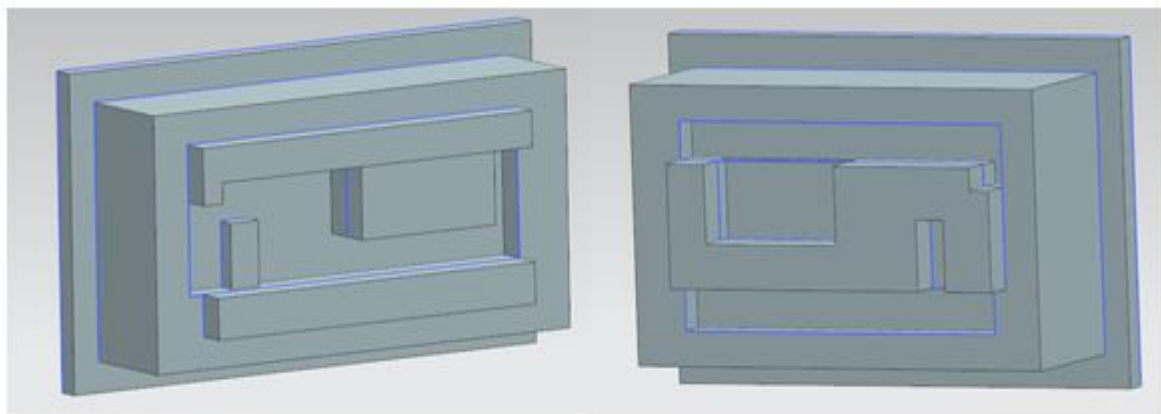


Figura 66 - Cavidade e bucha simplificados

## 5.4 Simulação de elementos finitos (cavidade)

---

Primeiro, analisa-se a cavidade, onde foi considerado que cada elemento tivesse como tamanho médio 50 mm, de modo a tornar a análise de elementos finitos mais simples, o que fez com que a cavidade estivesse representada, tal como na Figura 67. No total são 27911 elementos e estes são tetraédricos.

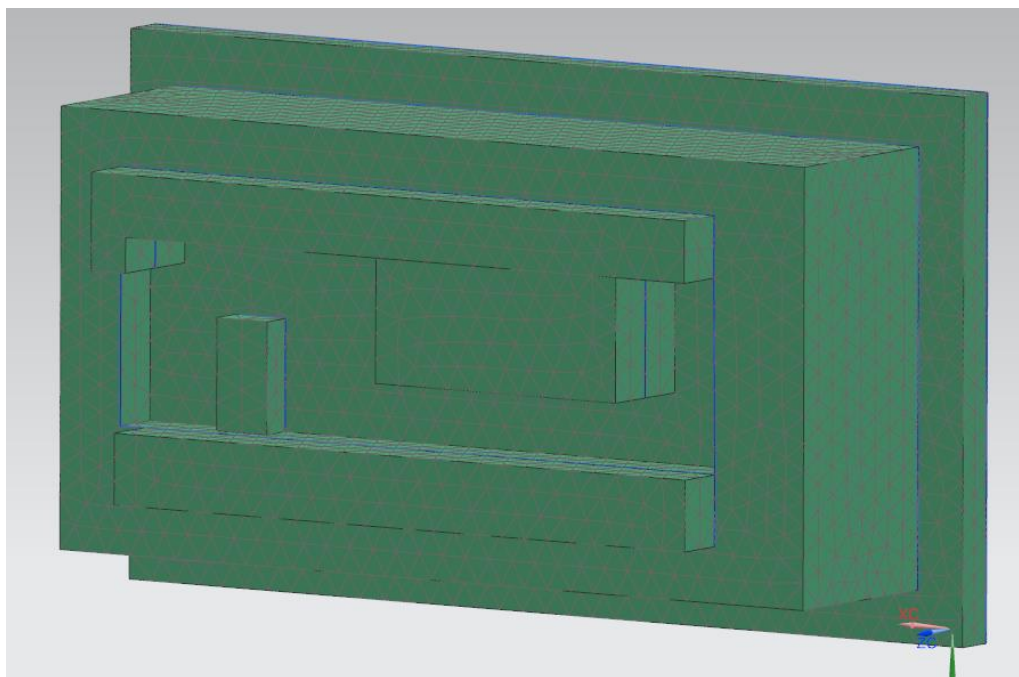


Figura 67 - Malha de elementos finitos na cavidade

De seguida, é feita a escolha do material e como o molde a analisar é de aço, foi escolhido um aço com as mesmas características que o aço utilizado.

De seguida, foi considerada uma restrição fixa na chapa de aperto da cavidade e aplicada uma pressão de  $1 \text{ N/mm}^2$  na zona moldante da cavidade, obtendo a Figura 68.

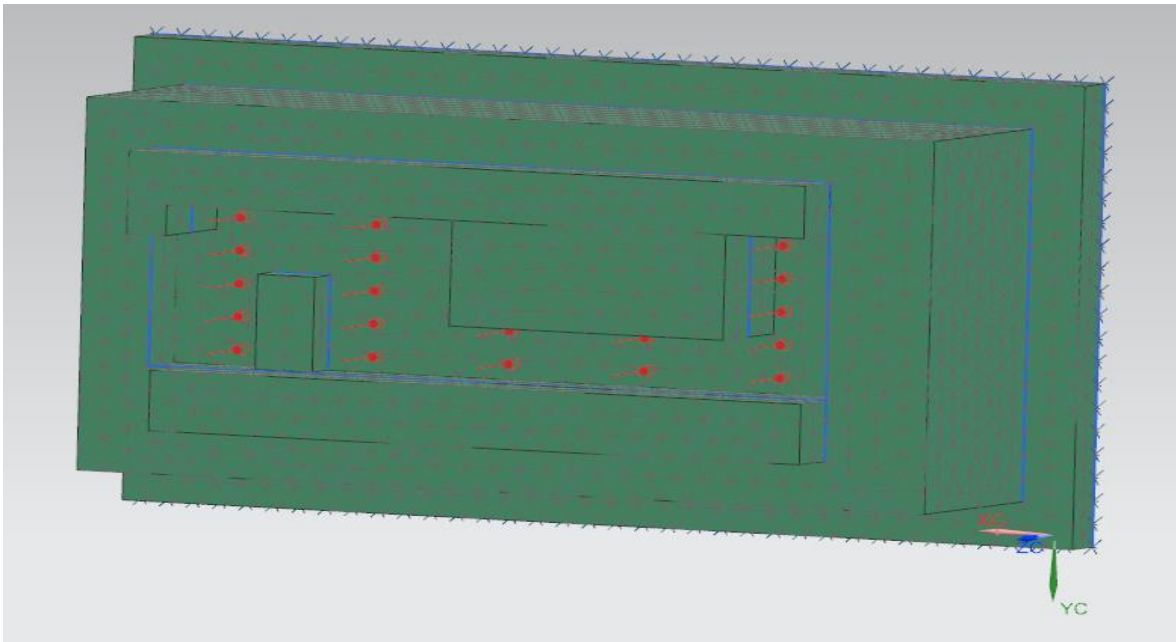


Figura 68 - Restrições e pressões na cavidade

Os resultados estão representados na Figura 69, onde se verifica que cavidade teve um deslocamento de 0,0011 mm, o que é um deslocamento muito pequeno.

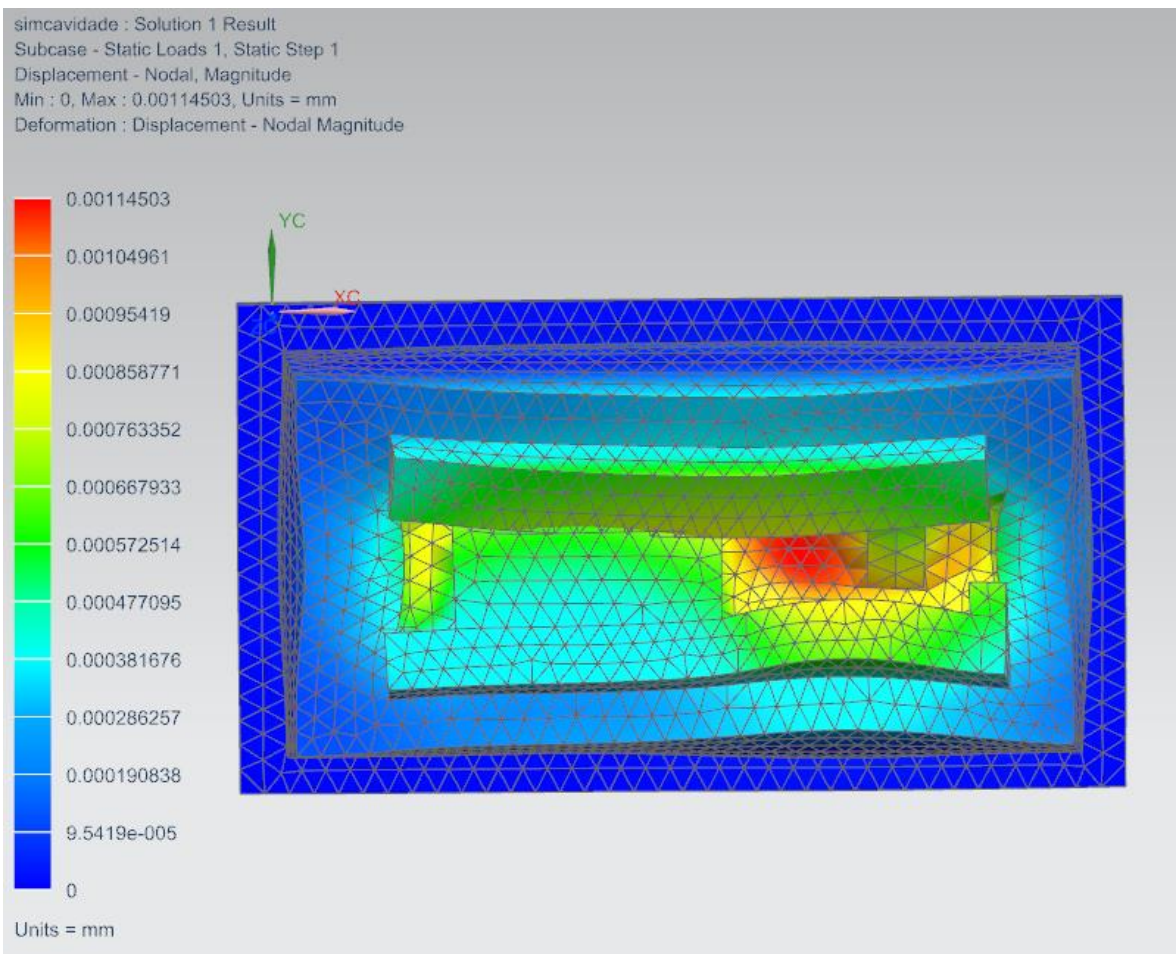


Figura 69 - Resultados iniciais na cavidade (1 N/mm<sup>2</sup>)

O próximo passo foi utilizar vários valores de pressão na zona moldante, onde se verifica que à medida que aumenta pressão na cavidade, ocorre o aumento da deformação máxima, sendo que na Tabela 7 estão representados estes valores de deformação gerais.

Tabela 7 - Valores de deformação máxima na cavidade do MP3374

Cavidade					
Pressão (N/mm <sup>2</sup> )	1	10	50	100	1000
Deformação Máxima (mm)	0,0012	0,0120	0,0601	0,1200	1,2010

Para além de valores de deformação gerais, também se verificam valores no eixo dos XX, YY e ZZ, onde foi aplicada uma pressão de 1 N/mm<sup>2</sup>. Na Figura 70 pode-se concluir que a maior deformação encontra-se no eixo dos YY, com um valor muito baixo de 0,0006 mm.

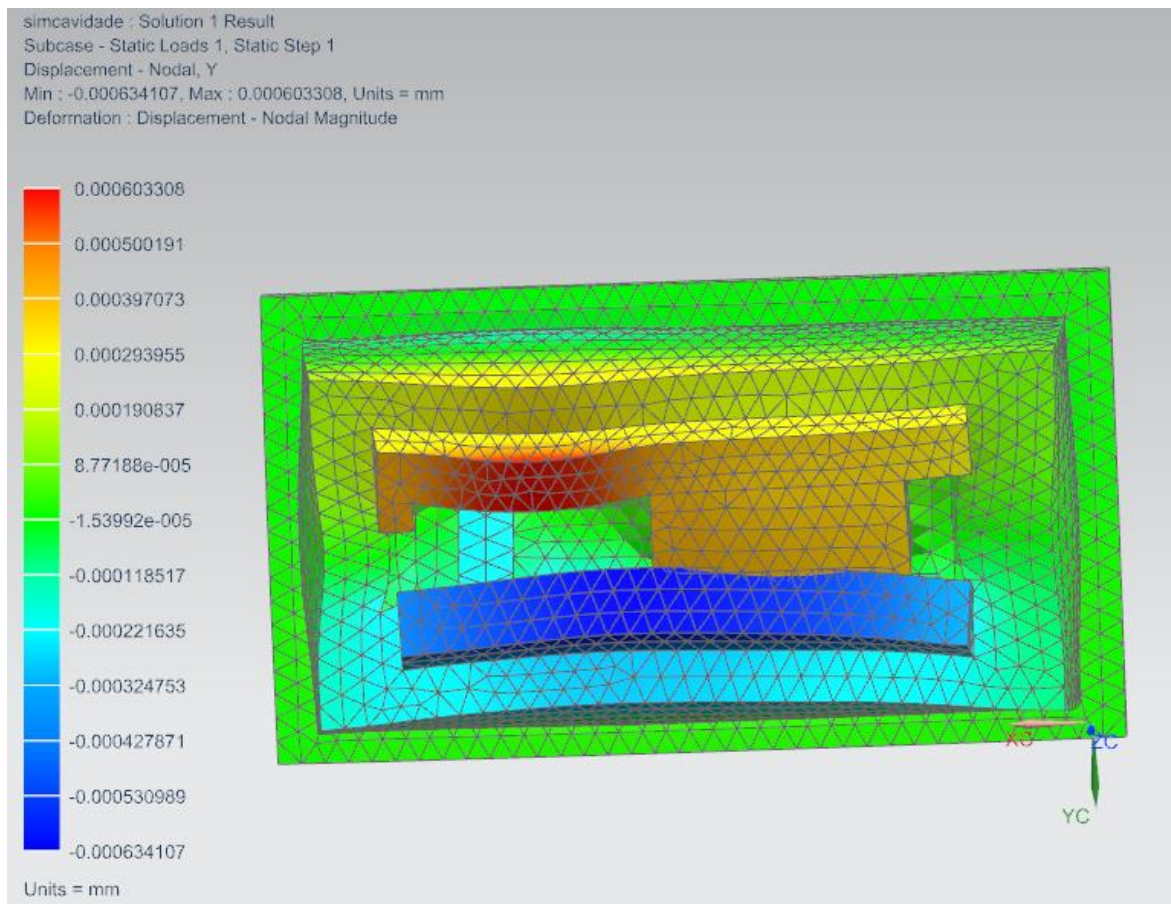


Figura 70 - Deformação máxima no eixo dos YY

Procede-se a análise da tensão na cavidade, onde se verifica na Figura 71 que a zona mais crítica é, evidentemente, na zona moldante onde está sujeita a solicitação aplicada, sendo que o seu valor máximo é de 0,950 MPa.

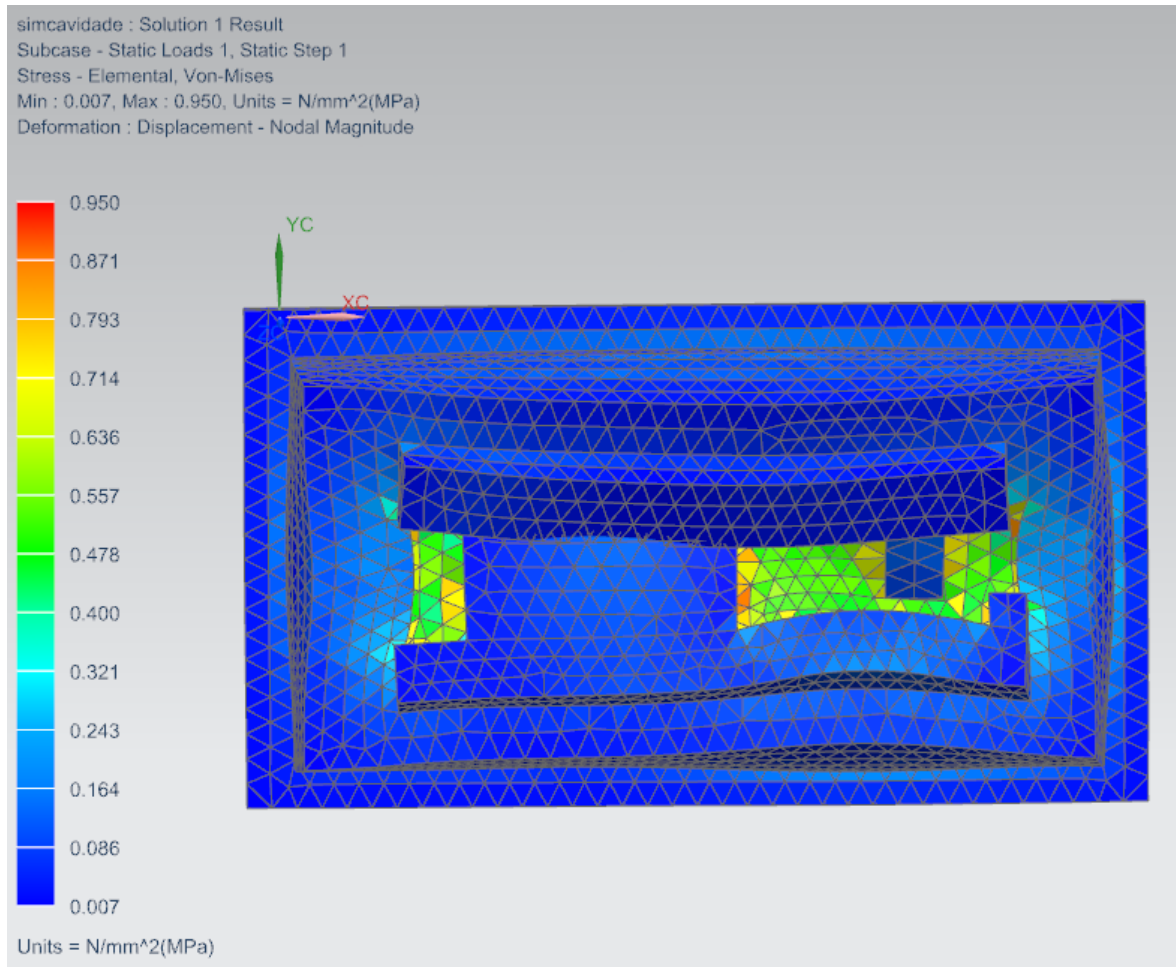


Figura 71 - Resultados de tensão na cavidade

Feita a análise da tensão na cavidade, analisa-se a força de reação, onde é de esperar que será maior na chapa de aperto da cavidade, já que é aí onde está a restrição fixa e a Figura 72 permite comprovar esta previsão, sendo que o valor máximo desta força é de, aproximadamente, 1229 N, segundo o eixo dos ZZ.

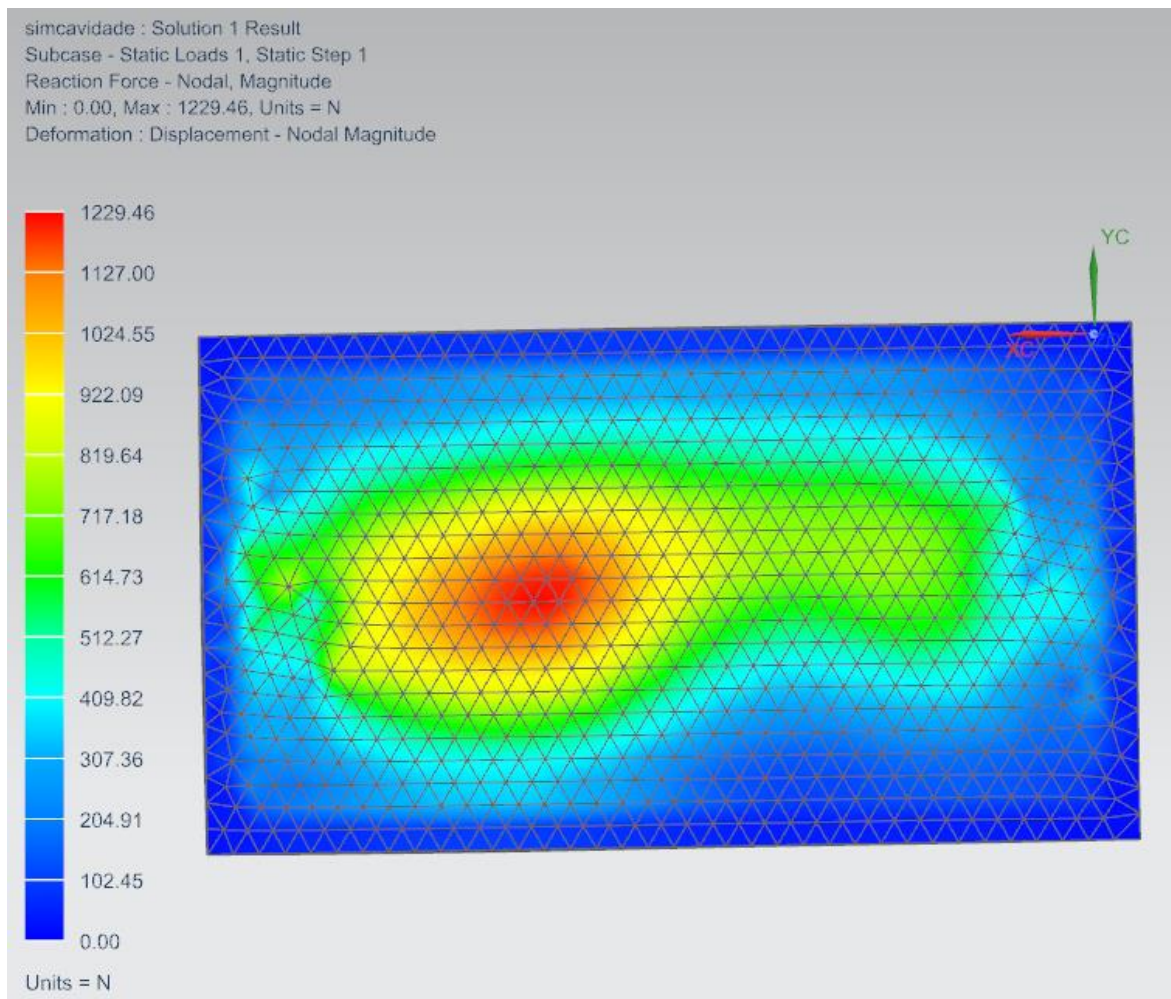


Figura 72 - Resultados da força de reação

## 5.5 Simulação de elementos Finitos (bucha)

Após as simulações efetuadas na cavidade, foram efetuadas, também na bucha, simulações de elementos finitos, sendo que foi também considerada uma restrição fixa na chapa de aperto da bucha e foi colocada inicialmente uma pressão de  $1 \text{ N/mm}^2$  na zona moldante, obtendo a Figura 73.

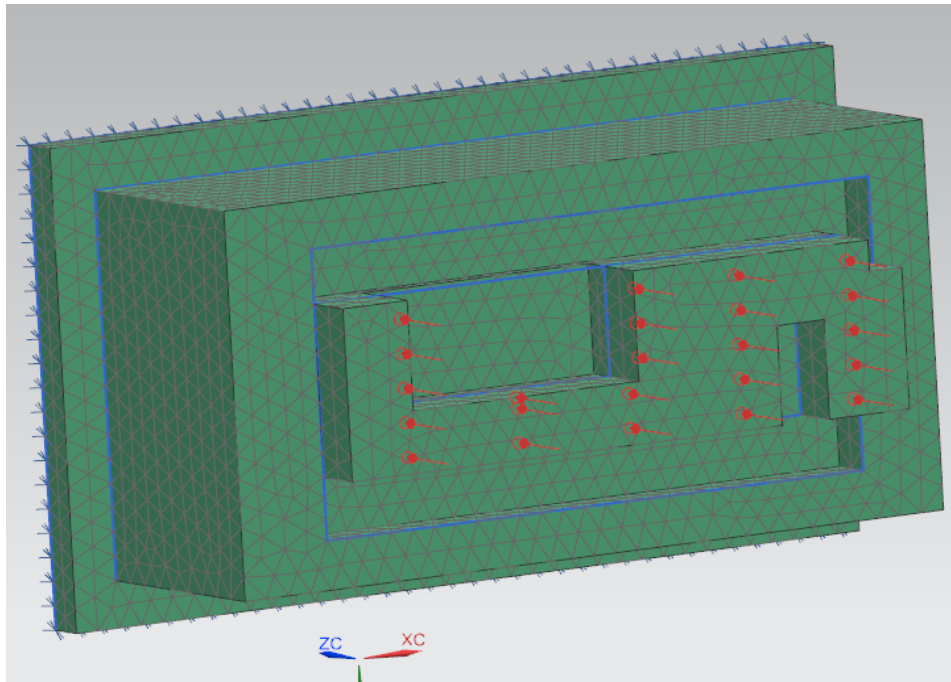


Figura 73 - Restrições e pressões na bucha

Os resultados estão representados na Figura 74, onde se verifica que bucha teve uma deformação maior que a cavidade (0,0021 mm), apesar de continuar a ser uma deformação muito pequena.

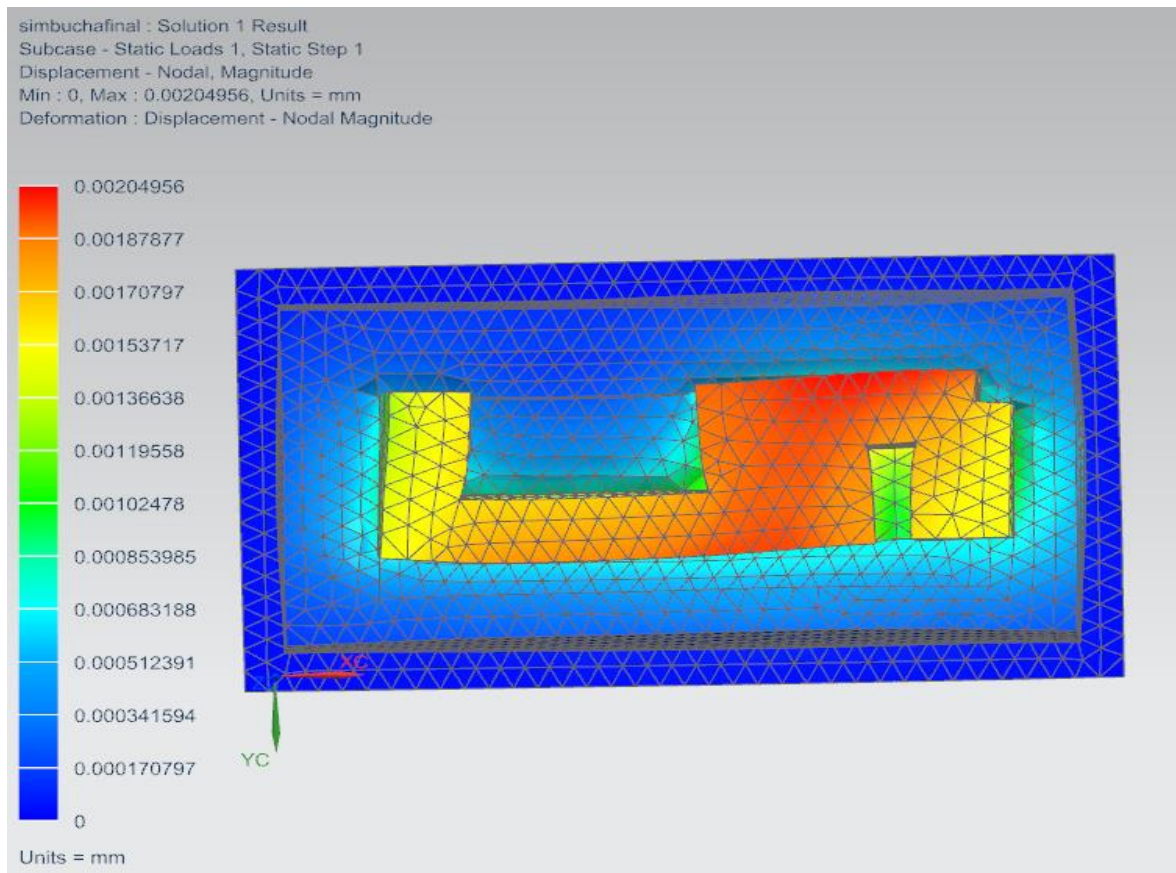


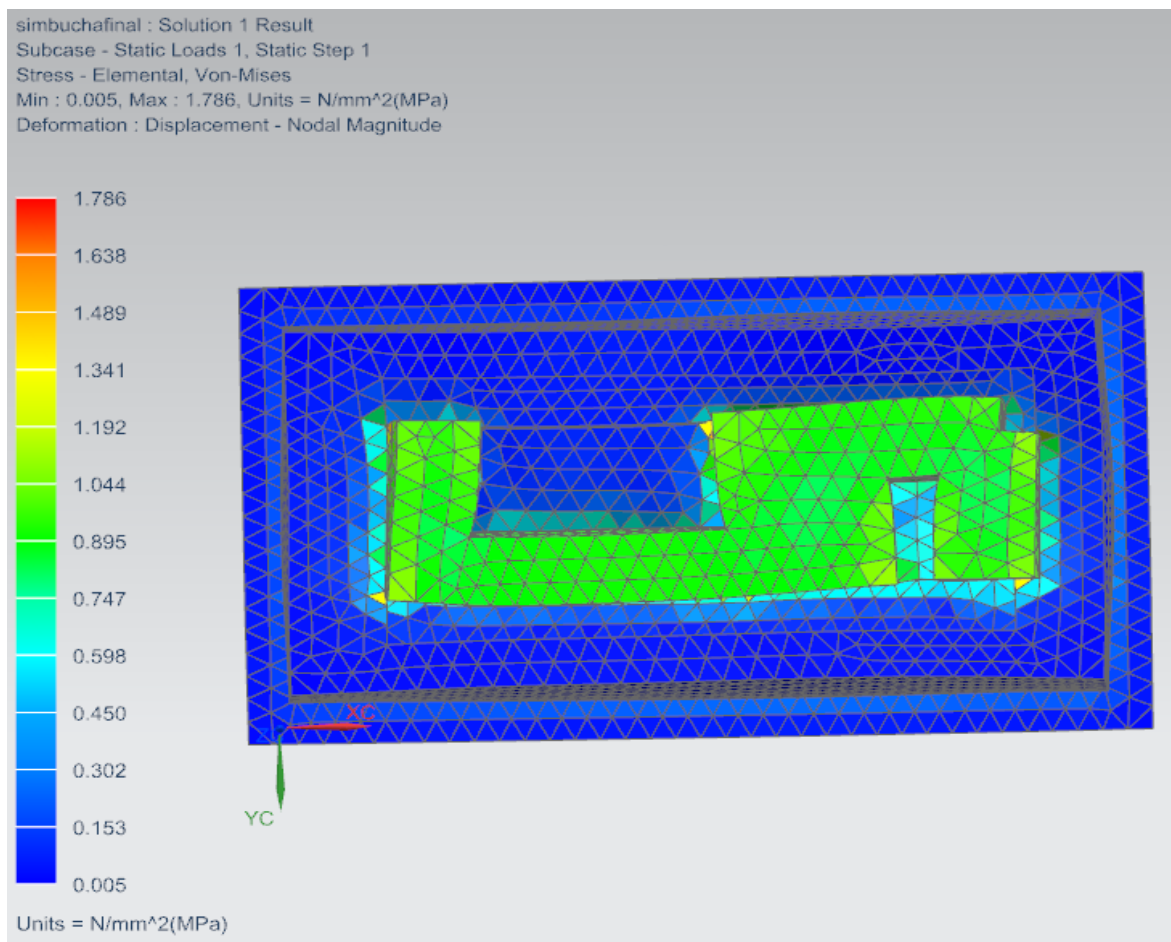
Figura 74 - Resultados iniciais na bucha (1 N/mm<sup>2</sup>)

De seguida, utilizam-se os mesmos valores de pressão utilizados nas análises da cavidade na zona moldante, onde se conclui que à medida que aumenta pressão na cavidade, ocorre o aumento da deformação máxima, sendo que na Tabela 8 estão representados estes valores. É de notar que os valores de deformação são maiores na bucha do que na cavidade.

**Tabela 8 - Valores de deformação máxima na bucha do MP3374**

<b>Bucha</b>					
<i>Pressão</i> ( $N/mm^2$ )	1	10	50	100	1000
<i>Deformação</i> <i>Máxima</i> ( <i>mm</i> )	0,0021	0,0205	0,1025	0,2050	2,0500

Relativamente à tensão ocorrida na bucha, pela Figura 75 pode-se analisar que a tensão segundo Von-Mises é 1,786 de MPa e as zonas críticas são os cantos da zona moldante.



**Figura 75 - Tensão resultante na bucha**

Após a análise da tensão, é possível verificar a influência da força de reação na chapa de aperto da bucha, representada na Figura 76, cujo valor máximo em módulo é segundo o eixo dos ZZ e é de 762,19 N, o que é relativamente inferior à força de reação analisada na cavidade.

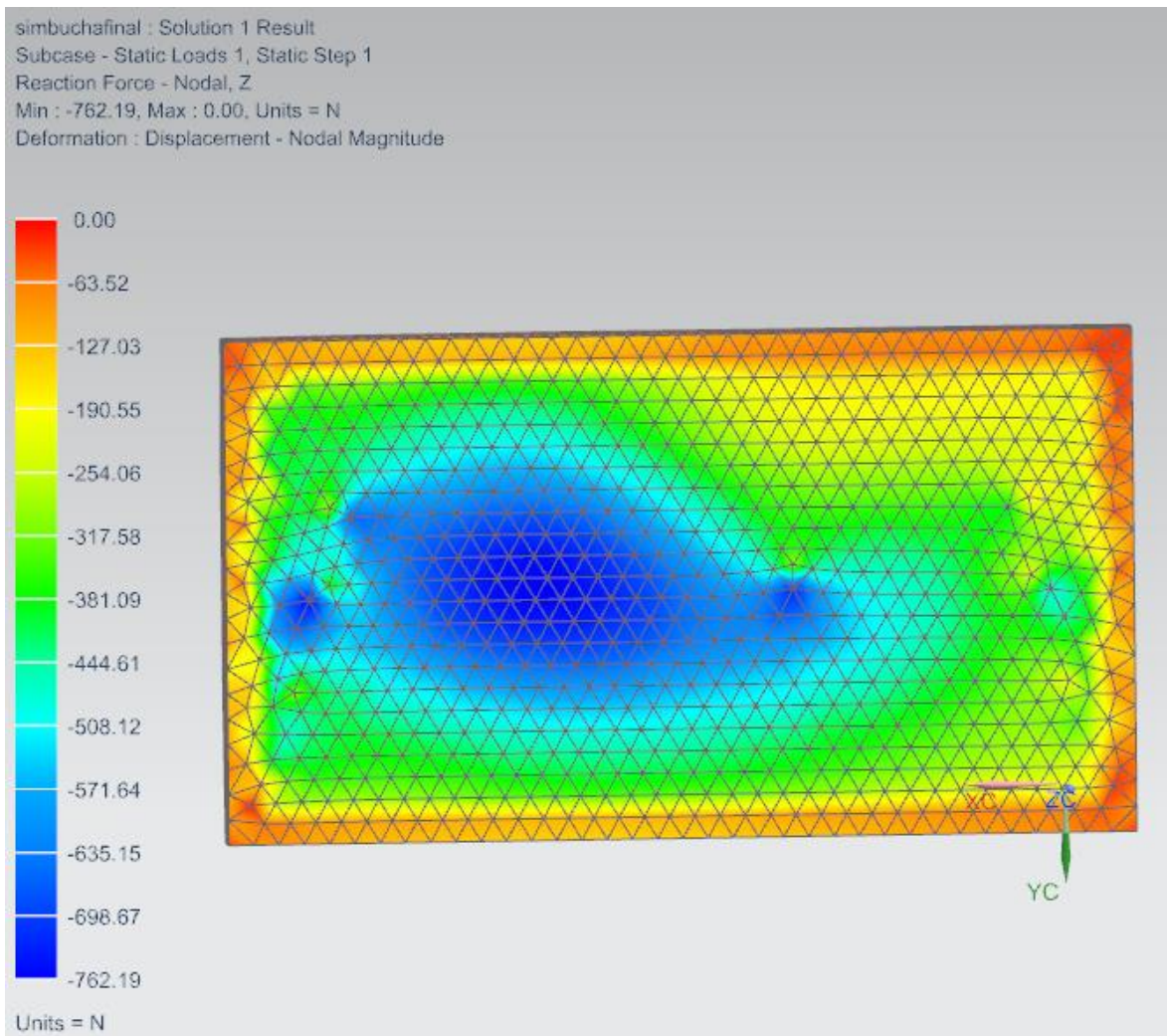


Figura 76 - Força de reação na bucha

## 5.6 Comparação dos resultados analíticos e os da simulação de elementos finitos

Após a simulação de elementos finitos, o próximo passo é a comparação entre os resultados dados na simulação efetuada no *NX11.0* e os resultados analíticos, sendo que a força de injeção considerada foi de 1 MPa.

Começando pelo alongamento, analiticamente foi obtida um alongamento do molde de 0,000124 mm enquanto que na simulação do molde em “L” obteve-se 0,0288 mm,

sendo que em ambos o alongamento obtido é muito pequeno, sendo que é esse tipo de valor que se pretende ou inferior quando o molde é submetido a uma força de injeção. Esta discrepância de valores é devido ao facto de terem sido utilizadas constantes de molas no cálculo analítico, o que diminui o alongamento enquanto que na simulação numérica não foram consideradas molas e, portanto, o alongamento é superior.

De seguida é feita a comparação das deformações na cavidade. Ao compararmos as deformações na cavidade obtemos uma deformação nas paredes laterais de 0,0032 mm enquanto que na simulação a deformação máxima nas paredes laterais é bastante mais pequena, 0,00018 mm, como se pode verificar na Figura 77.

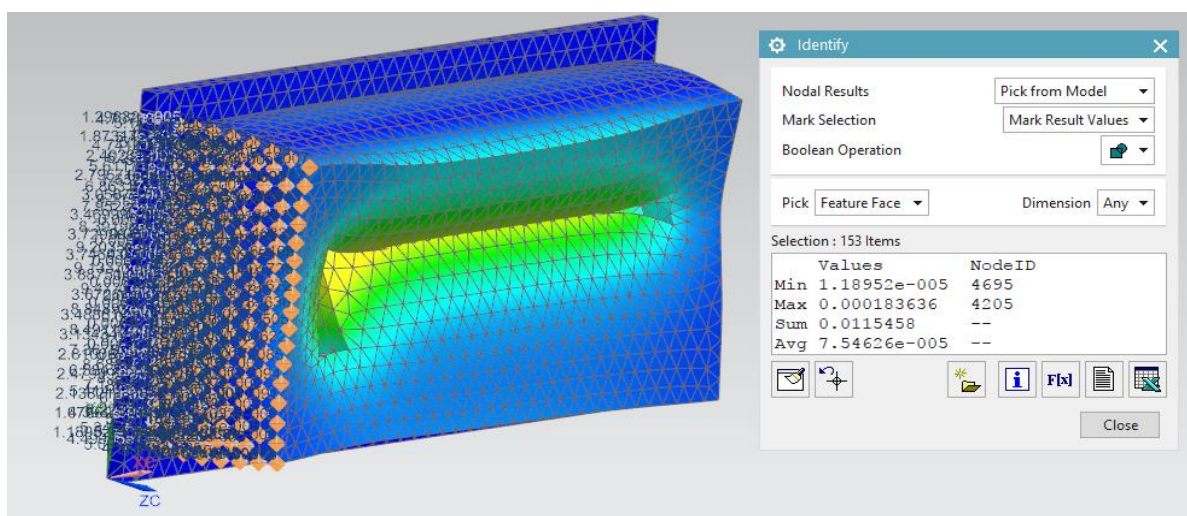


Figura 77 - Deformações nas paredes laterais na chapa das cavidades

Quanto às deformações na base da chapa das cavidades, analiticamente teríamos uma deformação de 0,0246 mm enquanto que na simulação foi obtida uma deformação  $3,89 * 10^{-5}$  mm, o que é praticamente insignificante. Daqui podemos concluir que as deformações na simulação são mais pequenas do que as deformações obtidas pelo método analítico, apesar de que em ambos os métodos as deformações são muito pequenas e não têm um grande impacto no molde, quando este é submetido a uma força de injeção de 1 MPa, sendo esta uma razão para qual as deformações sejam tão pequenas, já que quanto maior for a força de injeção, maiores serão as deformação na chapa das cavidades, evidentemente.

As deformações na base da chapa da bucha na simulação são mais pequenas do as deformações analíticas, já que analiticamente se obteve uma deformação na base da chapa das buchas de 0,0409 mm enquanto que na simulação a deformação máxima foi de  $4,76 * 10^{-5}$  mm. Relativamente às deformação existentes na bucha, obteve-se na simulação uma

deformação máxima de 0,0014 mm enquanto que analiticamente o valor da deformação obtida foi de  $2 * 10^{-5}$  mm.

A análise estrutural de moldes é algo muito complexo. Devido a essa complexidade, os métodos analíticos, em geral, têm como base algumas simplificações sem que tal prejudique a segurança do molde. Por outro lado, as simulações através do método dos elementos finitos são não-lineares e possuem muitos parâmetros que podem levar à não convergência da análise.

Como tal, algumas simplificações são consideradas sobretudo ao nível dos contactos entre componentes. No entanto, as análises estruturais do molde em “L” mostraram que os valores de deformação obtidos são da mesma ordem de grandeza e dentro dos níveis adequados para o normal funcionamento do molde. Prevê-se que a crescente exigência da indústria em relação às tolerâncias dimensionais tenderá a aumentar a complexidade das análises computacionais nomeadamente na definição dos contactos.



## Conclusões

---

O principal foco deste projeto era propor um procedimento de dimensionamento mecânico orientativo para os moldes de injeção de termoplásticos, que permita acelerar o processo de desenvolvimento do projeto de um molde de injeção, reduzir a possibilidade de tomar decisões erradas e soluções de projeto inadequadas e auxiliar a qualidade de projeto do molde.

O primeiro objetivo deste projeto consiste em calcular o alongamento num molde de injeção, tendo em conta a área projetada e as forças que atuam no molde de injeção, sendo que estas forças podem ter duas funções distintas: a função de manter o molde fechado ou a função de abrir o molde. O método de Menges permitiu o cálculo do alongamento do molde e o valor obtido foi  $1,24 * 10^{-4}$  mm, sendo este um valor que se adequa ao problema em questão.

De seguida, foram calculadas as deformações nas paredes laterais da cavidade, na base da chapa da cavidade e da chapa da bucha e, também, as deformações existentes na bucha quando é aplicada uma força de injeção. Apesar da existência de diversos métodos de dimensionamento mecânico, o método de Menges, também conhecido como o método da sobreposição, permite o cálculo de todas estas deformações e os valores de deformação calculados foram todos inferiores a 0,1 mm.

De modo a confirmar que o cálculo analítico recorrendo ao método de Menges foi bem efectuado, procedeu-se à análise de elementos finitos através do programa *NX 11.0*. Os valores de deformação obtidos nas simulações numéricas são, na maior parte deles, da mesma ordem de grandeza e ficaram dentro dos níveis adequados para o bom funcionamento do molde. É de referir que com esta análise de elementos finitos também foi possível visualizar os valores da força de reação e os valores de tensão existentes na cavidade, bucha bem como no molde completo.

Outro dos objetivos propostos foi calcular o ângulo de travamento dos elementos móveis, sendo que o método de Menges também permitiu o cálculo do ângulo pretendido. O valor obtido foi de  $84^\circ$ , quando o coeficiente de atrito é 0,1, que é o valor considerado em contatos entre este tipo de superfícies. Tipicamente na indústria de moldes, o valor do ângulo de travamento situa-se entre os  $15^\circ$  e os  $20^\circ$ , sendo que um elevado ângulo de

travamento leva a um maior desgaste do elemento móvel. Também se pode concluir que para minimizar o desgaste do elemento móvel, é necessário maximizar a força tangencial à superfície e minimizar a força normal à superfície e a força de atrito, o que leva a ângulos de travamento entre os 15 e os 20°.

O último objetivo proposto é o cálculo do valor mínimo de espessura das paredes laterais da chapa da cavidade, da base da chapa da cavidade e da bucha, tendo em conta que a deformação nessas chapas não deveria ultrapassar 0,1 mm. Para tal, utilizou-se o método de Menges que permite este cálculo e as espessuras obtidas são inferiores às espessuras reais do molde em análise, sendo que também se deve referir que as deformações reais também são inferiores às calculadas analiticamente.

Assim, o dimensionamento mecânico de moldes de injeção é uma fase muito importante do projeto de moldes de injeção. O método de Menges é muito útil não só para o cálculo de deformações existentes no molde, como também para o cálculo do ângulo de travamento dos elementos móveis, bem como o cálculo das dimensões mais adequadas à solicitação mecânica imposta no molde. A análise de elementos finitos, para geometrias muito complexas, é uma ferramenta de grande auxílio que permite, de forma eficiente e rápida, determinar as deformações, tensões e forças existentes nos moldes de injeção, sem ser necessário efetuar cálculos analíticos. Com a exigência e evolução que esta indústria impõe é necessário chegar a um dimensionamento estrutural do molde de injeção capaz de suportar as solicitações a que estará sujeito durante o ciclo de vida da ferramenta. Este dimensionamento deve ser efetuado o mais rapidamente permitindo assim uma resposta às contínuas alterações que os produtos vão sofrendo.

## Trabalhos Futuros

---

Depois de concluído este trabalho, no futuro podem ser desenvolvidos outros estudos que envolvam:

- Análise experimental de moldes de injeção para estudar o ângulo de travamento dos elementos móveis;
- Ampliação do procedimento, de modo a englobar os vários tipos de molde de injeção existentes;
- Utilização de outros métodos de dimensionamento mecânico e comparar as deformações obtidas entre os diversos métodos e verificar qual o método que mais se aproxima aos valores da simulação numérica;
- Dimensionamento mecânico dos vários componentes de um molde de injeção.



## Bibliografia

---

- [1] Centimfe (Janeiro de 2003). *Manual do Projetista para Moldes de Injeção de Plástico*.
- [2] Cefamol (Setembro de 2017). Cefamol. *A Indústria Portuguesa de Moldes*.
- [3] Brito, A. (2000). Departamento de Engenharia de Polímeros da Universidade do Minho. *Moldes de Injeção para Termoplásticos*.
- [4] Neto, A. (Abril de 2001). Universidade Federal de Santa Catarina. *Proposta de Procedimento para o Dimensionamento Mecânico de Moldes de Injeção*.
- [5] Sena, M. (Dezembro de 2014). Instituto Superior de Engenharia de Coimbra. *Optimização da Eficiência Térmica de Moldes de Injeção*.
- [6] Bom, T. (Maio de 2004). Instituto Superior Técnico. *Comparação do Desempenho de Tecnologias Alternativas de Fabrico de Moldes de Injeção de Plásticos*.
- [7] Moreira, M. (Outubro de 2015). Instituto Superior de Engenharia do Porto. *Projeto de molde para a injeção de peça plástica complexa para a indústria automóvel*.
- [8] Saraiva, P. (Setembro de 2016). Instituto Politécnico de Leiria. *Projeto de um molde de injeção*.
- [9] Menges, G. & Mohren, P. (1993). Hanser Publishers. *How To Make Injection Molds*.
- [10] Stoeckhert, K. (1983). Hanser Publishers. *Mold-Making Handbook For the Plastics Engineer*.
- [11] Simielli, E. (Março de 1993). Polímeros: Ciência e Tecnologia. *Principais Características das Blendas Poliméricas Fabricadas no Brasil*. Obtido de: <http://www.revistapolimeros.org.br/PDF/v3n1/v3n1a06.pdf>, disponível em Setembro de 2017
- [12] GR Roubourdin (2017). GR Roubourdin. *Spring*. Obtido de: <http://fr.zone-secure.net/33694/270101/#page=15>, disponível em Setembro de 2017

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Anexos

---

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## Glossário

---