

# Capítulo 3

---

## ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

### **3.1 – Introdução**

Para que um componente mecânico, ou uma estrutura, desempenhe com a máxima eficiência o fim a que foi proposto, torna-se fundamental conhecer logo à partida alguns parâmetros de projecto bem como as propriedades mecânicas dos materiais envolvidos. Actualmente cada vez mais surgem novos materiais, os quais se revelam capazes de substituir os mais tradicionais, com enormes vantagens. Dentro da conjectura económica actual, e em particular na indústria dos autocarros, o peso é um factor cada vez mais determinante e competitivo neste sector. Todavia o factor de segurança também se impõe logo na fase de projecto conduzindo a enormes restrições, que passam, muitas vezes, pela melhor selecção dos materiais.

Neste seguimento, o presente capítulo pretende determinar o factor de concentração de tensões para diferentes tipos de geometrias, passíveis de serem usadas em juntas tubulares, bem como o efeito da substituição do aço AISI 304, em determinada estrutura, por um aço de elevada resistência.

### **3.2 – Estudo de refinamento da malha**

O recurso aos métodos dos elementos finitos é ideal para estudos paramétricos, pois facilita o controlo da variação dos parâmetros geométricos, condições de fronteira, carregamento e a inclusão ou não da soldadura. Por sua vez na componente experimental, muitas das variações destas variáveis ocorrem simultaneamente, dificultando deste modo a correcta identificação em separado dos seus efeitos.

Relativamente aos elementos disponíveis para a modelação [31], o elemento quadrilátero tipo SHELL, segundo Caixeta *et al* [30], é bom quando se deseja analisar os efeitos de deslocamento e flexão para forças de membrana e curvaturas. Segundo o mesmo autor um elemento com quatro nós permite uma variação linear entre os nós dos cantos, enquanto que no elemento de oito nós quadrático é possível a variação através da selecção dos nós de canto e intermédios, sendo que esta variação é definida por uma função de forma. Como

alternativa pode-se considerar um elemento com 20 nós, vulgarmente utilizado quando se pretende modelar as soldaduras, embora possa conduzir a erros em análises não lineares.

Assim neste trabalho, e de acordo com Caixeta *et al* [30], procurou-se trabalhar com elementos sólidos com a mesma ordem de grandeza e alinhados perpendicularmente à direcção dos altos gradientes de tensões. Na discretização utilizaram-se elementos tetraédrico de 10 nós, conforme descrito no capítulo anterior e ilustrado na figura 3.1, para uma junta do tipo T com perfis de secção circular.

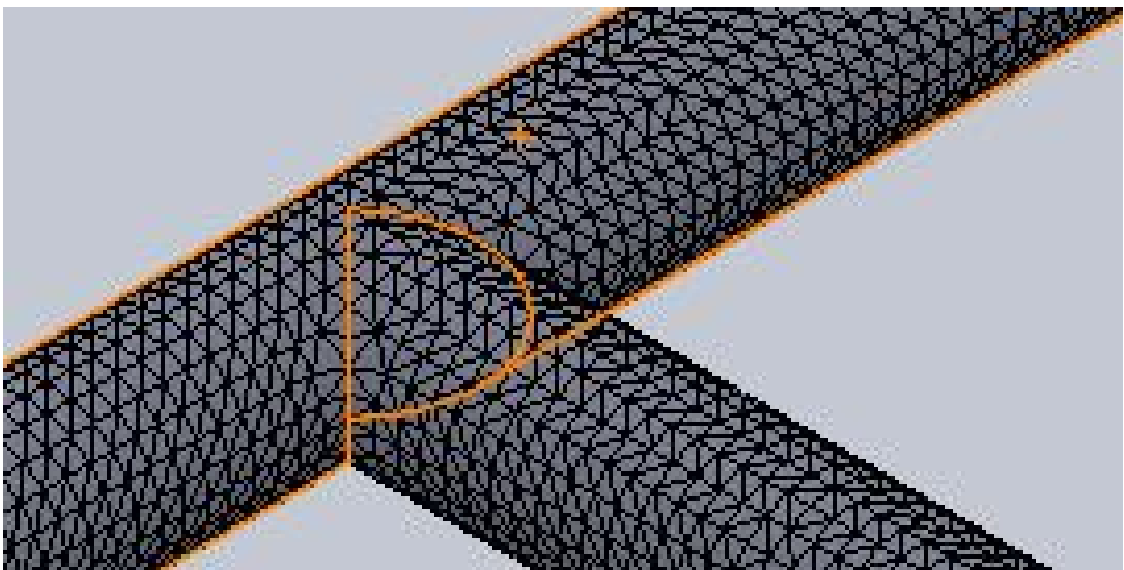


Figura 3.1 - Representação da malha utilizada numa junta T em perfis de secção circular.

É certo que diminuindo o tamanho do elemento estamos a aumentar a precisão dos resultados, porém isto traz “custos” muito grandes em termos de esforço computacional, já que o aumento do número de elementos, e consequentemente o número de nós, conduz a um maior número de equações para resolver. Uma vez que a malhagem ocorreu automaticamente pelo programa SOLIDWORKS não foi possível utilizar uma malha menos densa nas regiões distantes do ponto de interseção dos elementos estruturais, o que permitiria aligeirar o modelo numérico sem afectar a qualidade dos resultados na zona de interesse.

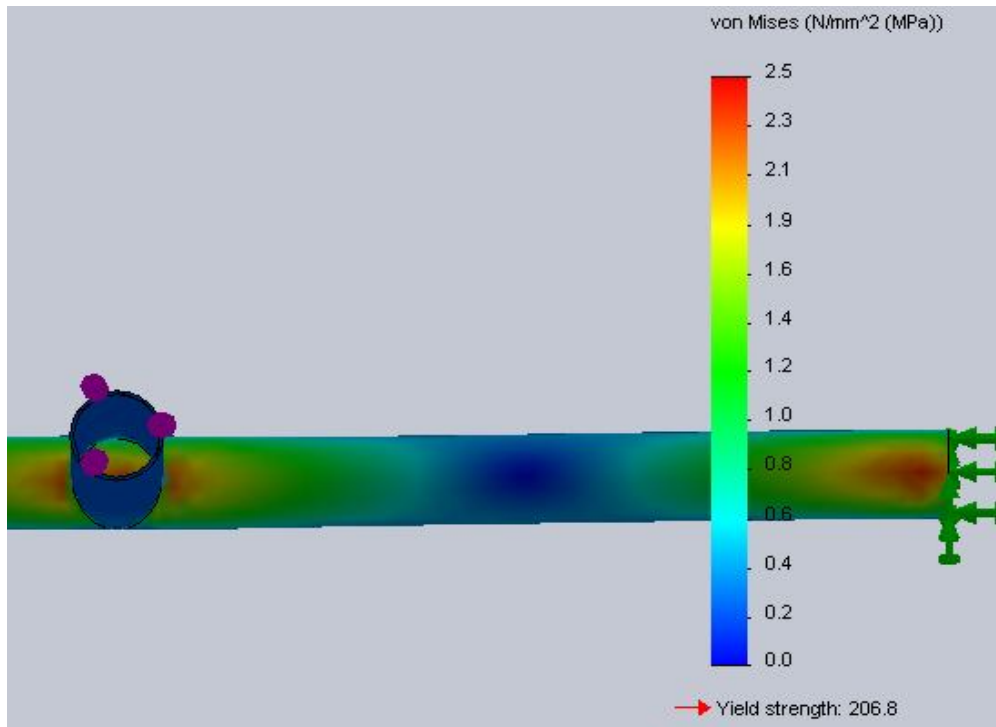
Com vista a avaliar o efeito da malha no factor de concentração de tensões, foi feito um estudo de refinamento da malha. De acordo com Groth [32] o simples facto de se refinar a

malha diminui significativamente o erro face aos resultados experimentais. Neste sentido estudaram-se as duas condições descritas na tabela 3.1 para uma junta em T, com perfis de secção circular, e sujeita a uma carga de 100 N aplicada conforme ilustra a figura 2.4, do capítulo anterior.

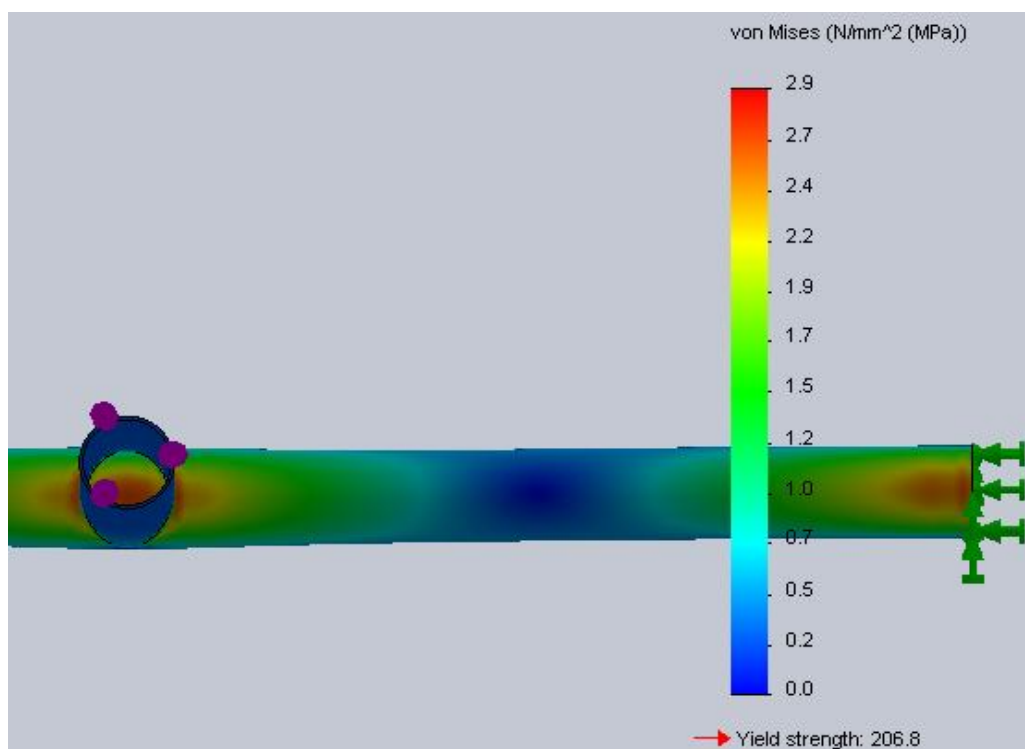
Tabela 3.1 – Característica das malhas estudadas.

Caso	Tamanho médio dos elementos	Tolerância	Número total de nós	Número total de elementos	Tempo para completar a malha
1	15.39 mm	0.770 mm	14449	7238	4''
2	7.158 mm	0.358 mm	62947	31837	1' 36''

Na figura 3.2 encontram-se os resultados obtidos para a tensão máxima de von Mises ocorrida nas juntas. Podemos observar que para o caso 1, descrito na tabela 3.1, o valor da tensão observado é da ordem dos 2.5 MPa enquanto que para o caso 2 é de 2.9 MPa. Uma simples diminuição para metade do tamanho de cada elemento promove um aumento de aproximadamente 14% da tensão máxima de von Mises observado na junta. De acordo com a bibliografia [33, 34, 35 e 36] deve-se fazer um refinamento da malha junto dos pontos onde ocorrem as tensões críticas, pelo que deste modo o valor da tensão máxima de von Mises obtida pelo caso 2 é o mais correcto.



a)



b)

Figura 3.2 - Tensão máxima de von Mises ocorrida nas juntas para o caso 1 (figura a) e caso 2 (figura b).

Podemos também observar na tabela 3.1 que o tempo de cálculo aumenta consideravelmente quando se refina a malha. Deste modo, revela-se importante utilizar uma malha menos densa nas regiões distantes do ponto onde se verifica a tensão crítica (ou seja da interseção dos elementos estruturais) para diminuir o esforço computacional.

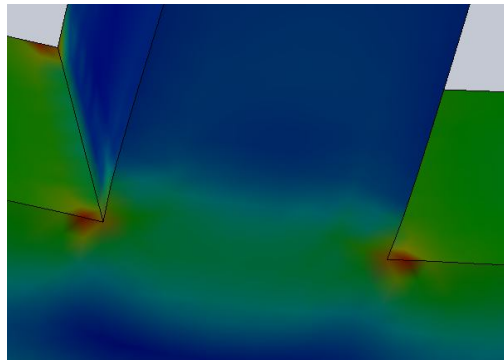
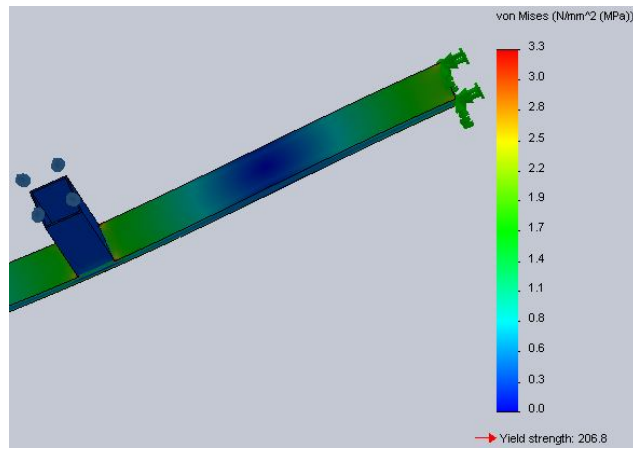
Deste modo iremos desenvolver para o restante estudo a malha mais refinada, apresentada no programa como de qualidade “elevada”.

### **3.3 – Determinação de $K_t$**

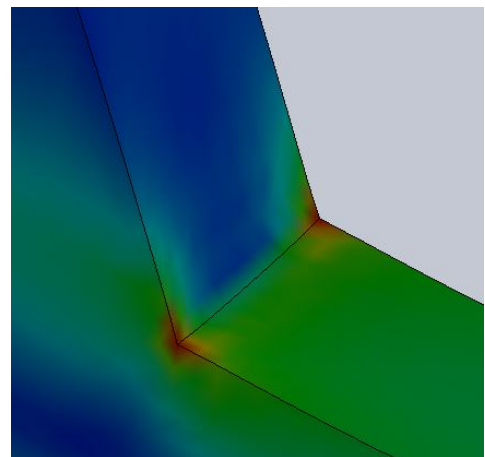
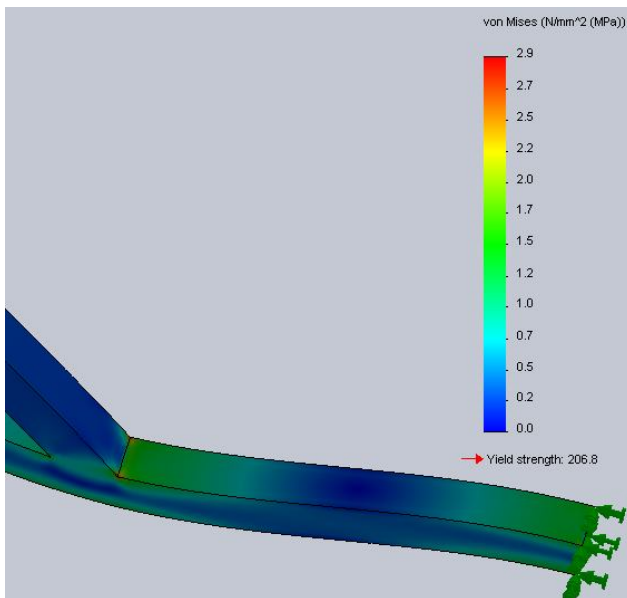
Como vimos no capítulo 1 revela-se da máxima importância conhecermos o factor de concentração de tensões, pois ele avalia quantas vezes a máxima tensão na junta, denominada tensão crítica, é superior às tensões nominais num ponto suficientemente longe da junta. Por outro lado verifica-se que o factor de concentração de tensões é característico de uma dada geometria e tipo de carregamento. Assim nesta secção procura-se obter o valor de  $K_t$  para as juntas tubulares mais utilizadas na indústria (T, Y, K e X). Este procedimento encontra-se descrito no capítulo anterior (capítulo 2), incluindo geometrias analisadas, carregamento e condições de fronteira utilizadas.

#### **3.3.1 – Carregamento Axial**

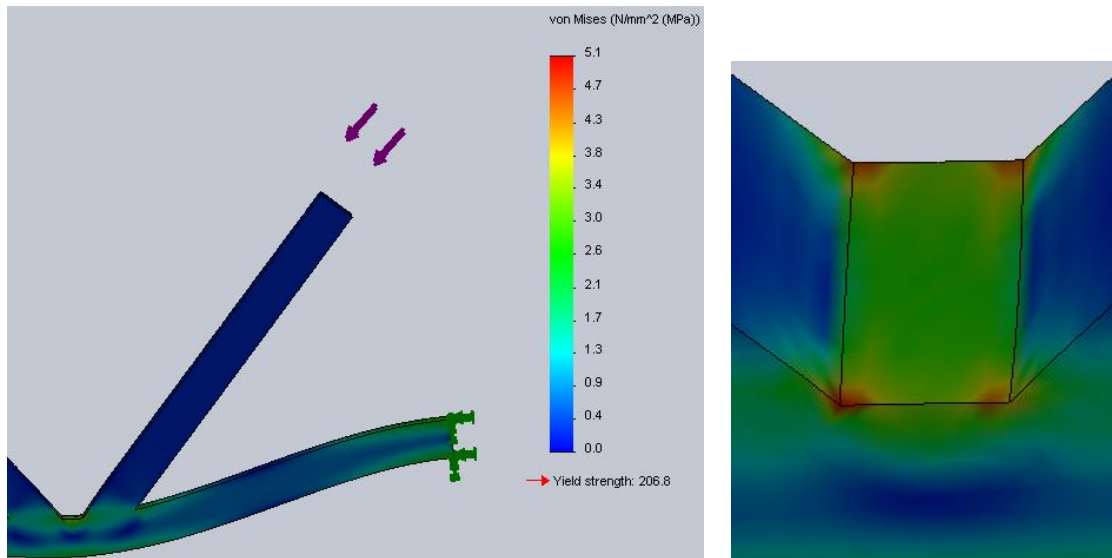
Os valores das tensões máximas de von Mises obtidas para as diferentes juntas tubulares encontram-se ilustrados na figura 3.3. Apenas se representam as juntas RHS pois a distribuição de tensões é muito semelhante à observada para as juntas CHS.



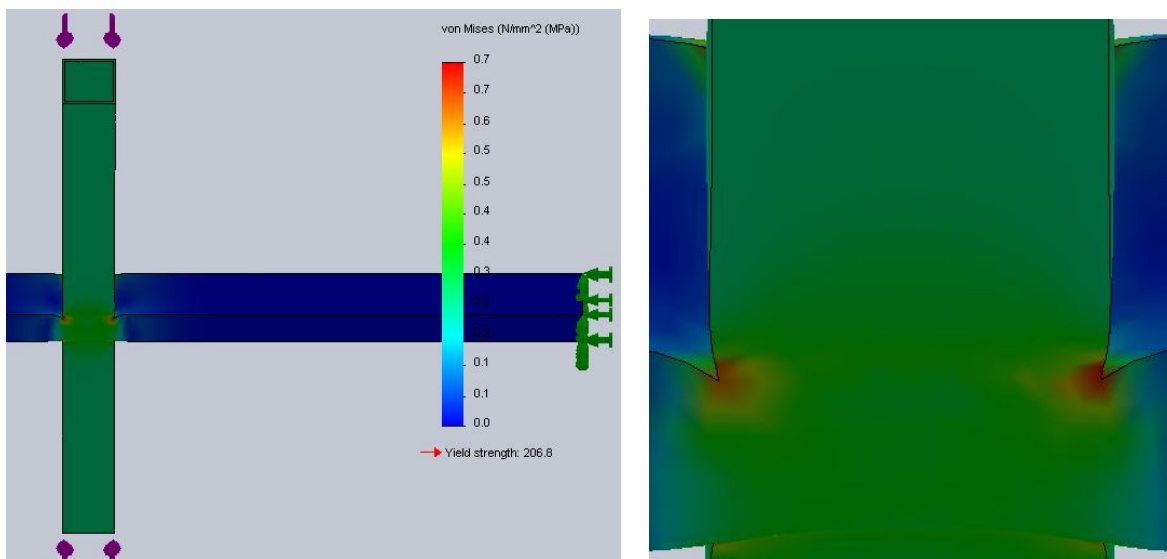
a)



b)



c)



d)

Figura 3.3 - Tensão máxima de von Mises ocorrida nas: a) Juntas T; b) Juntas Y;  
c) Juntas K; d) Juntas X.

O factor de concentração de tensões foi obtido com recurso à seguinte expressão matemática [37]:

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{nom}}} = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\frac{F}{A}} \quad (3.1)$$

onde a tensão máxima é obtida numericamente,  $F$  a força remotamente aplicada e  $A$  a área da secção transversal do tubo. Para o caso da secção circular e quadrada a área é dada, respectivamente, por:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2) \quad A = (b_{\text{ext}} \cdot h_{\text{int}}) - (b_{\text{int}} \cdot h_{\text{int}}) \quad (3.2 \text{ e } 3.3)$$

sendo  $D_{\text{ext}}$  o diâmetro exterior do tubo,  $D_{\text{int}}$  o diâmetro interior do tubo,  $b_{\text{ext}}$  a largura exterior do perfil,  $b_{\text{int}}$  a largura interior do perfil,  $h_{\text{ext}}$  a altura exterior do perfil e  $h_{\text{int}}$  a altura interior do perfil.

Os resultados obtidos encontram-se representados na tabela 3.2. Podemos observar que o valor de  $K_t$  depende do tipo de geometria do perfil usado bem como da tipologia da junta, sendo, no entanto, mais elevado para as RHS. Por outro lado, independentemente de serem CHS ou RHS os valores mais altos de  $K_t$  são obtidos para as juntas K e os mais baixos para as juntas X.

Tabela 3.2 – Valores de  $K_t$  para juntas CHS e RHS sujeitas a um carregamento axial.

Tipo de junta	Geometria da junta	$\sigma_{\text{ref}}$ [MPa]	$\sigma_{\text{máx}}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS	T	0.295	2.9	9.8
	Y	0.295	2.2	7.5
	K	0.295	4.0	13.6
	X	0.295	1.8	6.1
RHS	T	0.26	3.3	12.7
	Y	0.26	2.9	11.2
	K	0.26	5.1	19.6
	X	0.26	0.7	2.7

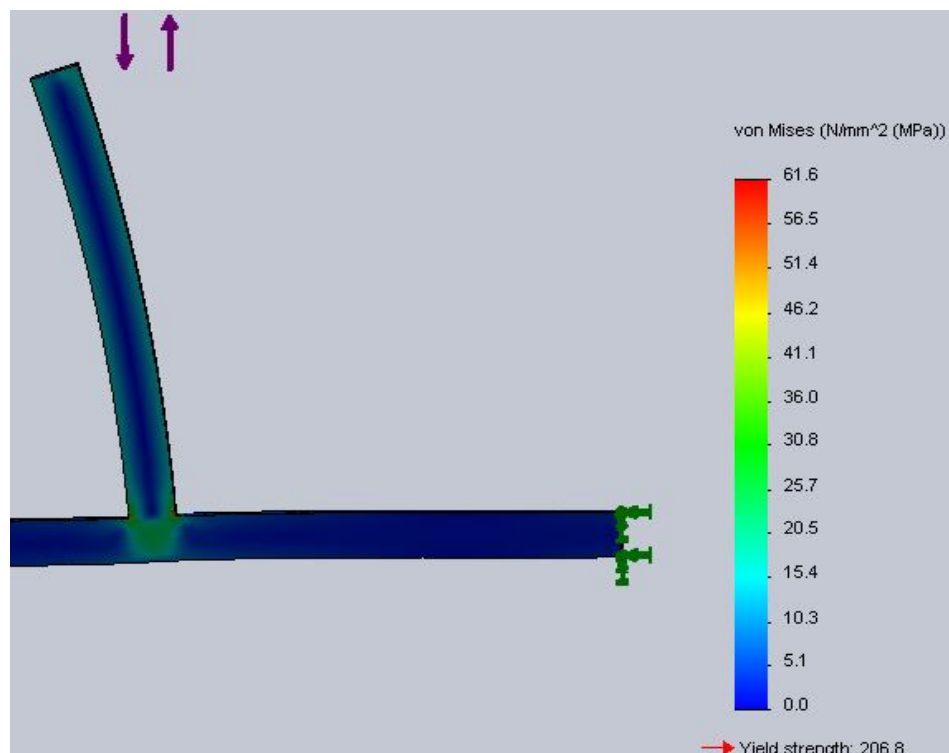
### 3.3.2 – Flexão no Plano

O valor da tensão máxima de von Mises obtida para uma junta RHS do tipo T sujeita à flexão encontra-se ilustrada na figura 3.4. Optou-se por apenas representar esta geometria pois ela é representativa de todas as outras, como vimos na figura anterior.

O factor de concentração de tensões foi obtido com recurso à seguinte expressão matemática [37]:

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{nom}}} = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\frac{M_f}{I_x} \cdot y_{\text{máx}}} \quad (3.4)$$

onde a tensão máxima é obtida numericamente,  $M_f$  o momento flector aplicado,  $y_{\text{máx}}$  a distância da linha neutra à fibra mais distante (raio) e  $I_x$  o momento de inércia segundo o eixo  $xx'$ .



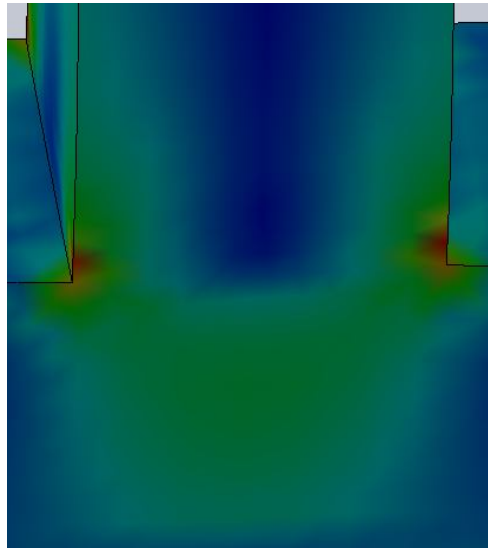


Figura 3.4 - Tensão máxima de von Mises ocorrida numa junta RHS do tipo T sujeita à flexão.

Os resultados obtidos encontram-se representados na tabela 3.3. Mais uma vez observamos que o valor de  $K_t$  depende do tipo de geometria do perfil usado bem como da tipologia da junta. Os valores agora obtidos são muito inferiores aos observados para o carregamento axial, mas, de igual modo, os valores de  $K_t$  mais elevado ocorrem para as juntas RHS.

Tabela 3.3 – Valores de  $K_t$  para juntas CHS e RHS sujeitas à flexão no plano.

Tipo de junta	Geometria da junta	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS	T	22.61	52.2	2.3
	Y	22.61	39.7	1.8
	K	22.61	57.6	2.5
	X	22.61	55.9	2.4
RHS	T	16.92	61.6	3.6
	Y	16.92	57.3	3.4
	K	16.92	50.9	3
	X	16.92	58.9	3.5

### 3.3.3 – Torção

Mais uma vez o valor da tensão máxima de von Mises obtida para uma junta RHS do tipo T, neste caso à torção, encontra-se ilustrada na figura 3.5. Ela revela-se representativa de todas as outras geometrias.

O factor de concentração de tensões foi obtido com recurso à seguinte expressão matemática [37] para o caso da secção circular:

$$K_t = \frac{\tau_{\text{máx}}}{\tau_{\text{nom}}} = \frac{\tau_{\text{máx}}}{\frac{M_T}{J} \cdot y_{\text{máx}}} \quad (3.5)$$

onde a tensão máxima é obtida numericamente,  $M_T$  o momento torsor aplicado,  $y_{\text{máx}}$  a distância da linha neutra à fibra mais distante (raio) e  $J$  o momento polar de inércia. No caso da secção não circular utilizou-se a expressão para o  $\tau_{\text{nom}}$  dada em [37].

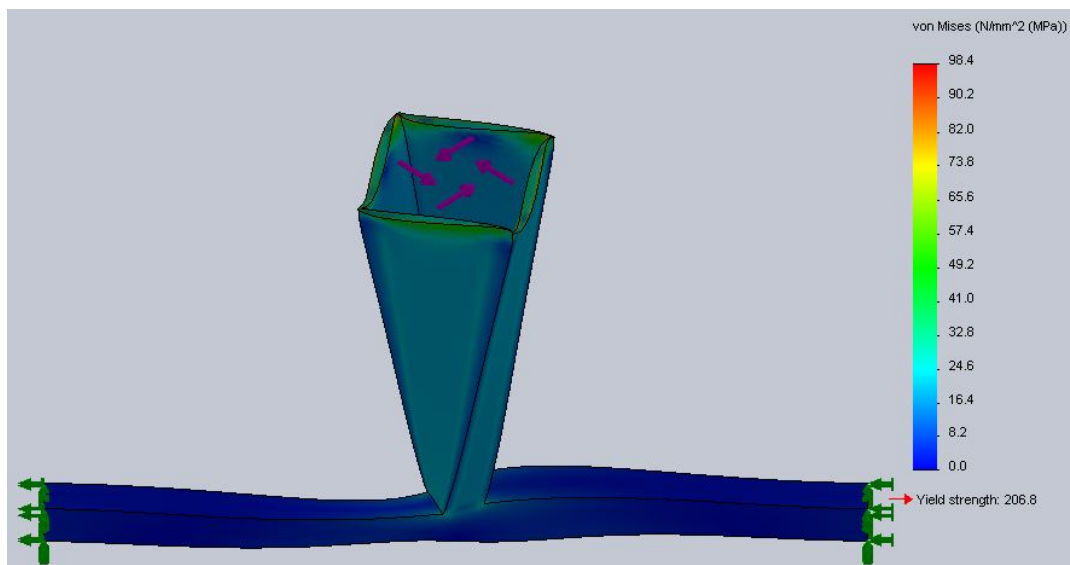


Figura 3.5 - Tensão máxima de von Mises ocorrida numa junta RHS do tipo T sujeita à torção.

Os resultados obtidos encontram-se representados na tabela 3.3. Mais uma vez observamos que o valor de  $K_t$  depende do tipo de geometria do perfil usado bem como da tipologia da

junta. Os valores agora obtidos são muito inferiores aos observados para o carregamento axial, mas, de igual modo, os valores de  $K_t$  mais elevado ocorrem para as juntas RHS.

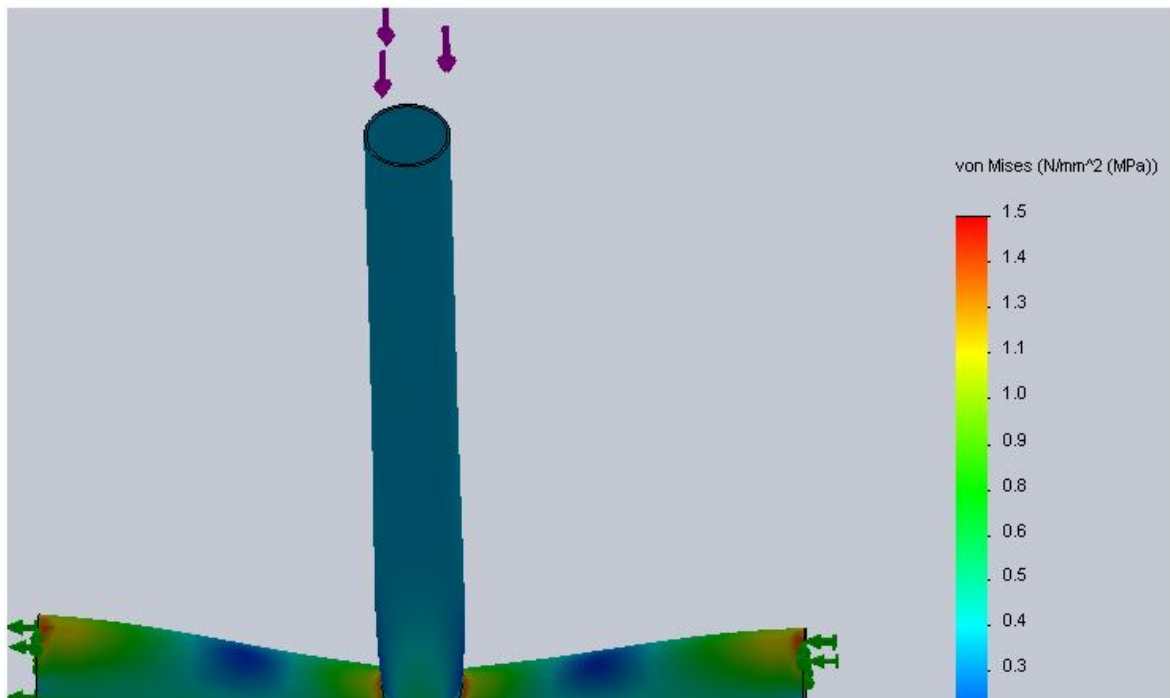
Tabela 3.4 – Valores de  $K_t$  para juntas CHS e RHS sujeitas à torção.

Tipo de junta	Geometria da junta	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{máx}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS	T	5.65	32.1	5.68
	Y	5.65	61.3	10.85
	K	5.65	52.2	9.24
	X	5.65	37.6	6.65
RHS	T	8.69	98.4	11.32
	Y	8.69	97.6	11.23
	K	8.69	84.0	9.67
	X	8.69	70.7	8.14

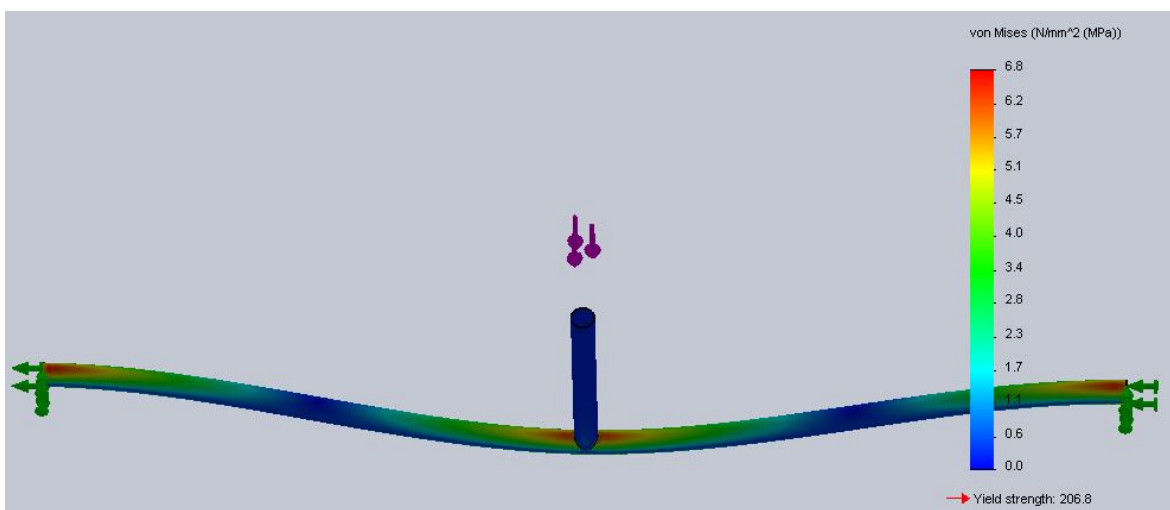
### 3.4 – Efeito do Comprimento dos Tubos no Valor de $K_t$

Como vimos no ponto anterior o valor de  $K_t$  depende da geometria tubular (CHS e RHS) e da tipologia da junta (T, Y, K e X). Por outro lado também se verificou que os valores mais elevados da concentração de tensões ocorrem para o carregamento axial. Deste modo procura-se estudar, nesta secção, o efeito do comprimento dos perfis no valor de  $K_t$  e estabelecer uma relação matemática para a sua evolução. Neste estudo utilizam-se as juntas tubulares T e estas serão sujeitas a um carregamento axial, já que é o mais usual e, como vimos, o mais desfavorável.

Na figura 3.6 ilustra-se o efeito do comprimento do tubo primário (chord), para um comprimento de 500 mm e de 2500 mm, nos valores da tensão máxima de von Mises para uma junta CHS do tipo T. Podemos verificar que o aumento do comprimento conduz a tensões mais elevadas. Esta tendência é igual à observada para todas as outras geometrias e tipologias em estudo, excepto para a junta X onde os valores da tensão máxima de von Mises é muito semelhante até 2000 mm, crescendo significativamente a partir deste valor. Para a figura ilustrada podemos observar que um aumento, por exemplo, de cinco vezes do tubo primário, conduz a tensões máximas de von Mises quatro vezes e meia mais altas.



a)



b)

Figura 3.6 – Tensão máxima de von Mises para: a) Um chord de 500 mm;  
b) Um chord de 2500 mm.

O valor de  $K_t$  foi então obtido segundo um procedimento idêntico ao estabelecido no ponto 3.3.1 e os valores obtidos encontram-se apresentados nas tabelas seguintes para as várias geometrias e tipologias estudadas. Neste estudo foram abordados os comprimentos de 500 mm, 1000 mm, 1500 mm, 2000 mm e 2500 mm para o tubo primário (chord) mantendo-se constante o valor de 500 mm para o tubo secundário (brace).

Tabela 3.5 – Efeito do comprimento do chord nos valores  $K_t$  para juntas CHS do tipo T.

Tipo de junta	Comprimento do chord [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS Tipo T	500	0.295	1.5	5.1
	1000	0.295	2.9	9.8
	1500	0.295	4.2	14.2
	2000	0.295	5.7	19.3
	2500	0.295	6.8	23.1

Tabela 3.6 – Efeito do comprimento do chord nos valores  $K_t$  para juntas RHS do tipo T.

Tipo de junta	Comprimento do chord [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
RHS Tipo T	500	0.26	2.1	8.1
	1000	0.26	3.3	12.7
	1500	0.26	4.6	17.7
	2000	0.26	5.8	22.3
	2500	0.26	7.3	28.1

Tabela 3.7 – Efeito do comprimento do chord nos valores  $K_t$  para juntas CHS do tipo Y.

Tipo de junta	Comprimento do chord [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS Tipo Y	500	0.295	1.3	4.4
	1000	0.295	2.2	7.5
	1500	0.295	3.1	10.5
	2000	0.295	4.1	13.9
	2500	0.295	5.0	16.9

Tabela 3.8 – Efeito do comprimento do chord nos valores  $K_t$  para juntas RHS do tipo Y.

Tipo de junta	Comprimento do chord [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
RHS Tipo Y	500	0.26	1.9	7.3
	1000	0.26	2.9	11.2
	1500	0.26	3.5	13.5
	2000	0.26	5.1	19.6
	2500	0.26	5.3	20.4

Tabela 3.9 – Efeito do comprimento do chord nos valores  $K_t$  para juntas CHS do tipo K.

Tipo de junta	Comprimento do chord [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS Tipo K	500	0.295	2.2	7.5
	1000	0.295	4.0	13.6
	1500	0.295	5.9	20
	2000	0.295	7.7	26.1
	2500	0.295	9.4	31.9

Tabela 3.10 – Efeito do comprimento do chord nos valores  $K_t$  para juntas RHS do tipo K.

Tipo de junta	Comprimento do chord [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
RHS Tipo K	500	0.26	2.5	9.6
	1000	0.26	5.1	19.6
	1500	0.26	7.3	28.1
	2000	0.26	9.1	35
	2500	0.26	10.6	40.8

Tabela 3.11 – Efeito do comprimento do chord nos valores  $K_t$  para juntas CHS do tipo X.

Tipo de junta	Comprimento do chord [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS Tipo X	500	0.295	2.1	7.1
	1000	0.295	1.8	6.1
	1500	0.295	1.7	5.8
	2000	0.295	1.4	4.7
	2500	0.295	4.5	15.3

Tabela 3.12 – Efeito do comprimento do chord nos valores  $K_t$  para juntas RHS do tipo X.

Tipo de junta	Comprimento do chord [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
RHS Tipo X	500	0.26	0.8	3.1
	1000	0.26	0.7	2.7
	1500	0.26	0.7	2.7
	2000	0.26	0.7	2.7
	2500	0.26	0.6	2.3

Estes valores encontram-se representados nos gráficos seguintes bem como a curva ajustada pelo método dos mínimos quadrados. Podemos assim estabelecer as equações que regem a evolução de  $K_t$  com o comprimento do chord e um brace fixo de 500 mm. Optou-se por não representar a junta tubular X pois esta apresenta um comportamento diferente. Pauta-se por valores mais ou menos constantes de  $K_t$  para a geometria RHS, enquanto que para a CHS  $K_t$  mantém-se constante até os 2000 mm, valor a partir do qual a concentração de tensões passa a aumentar.

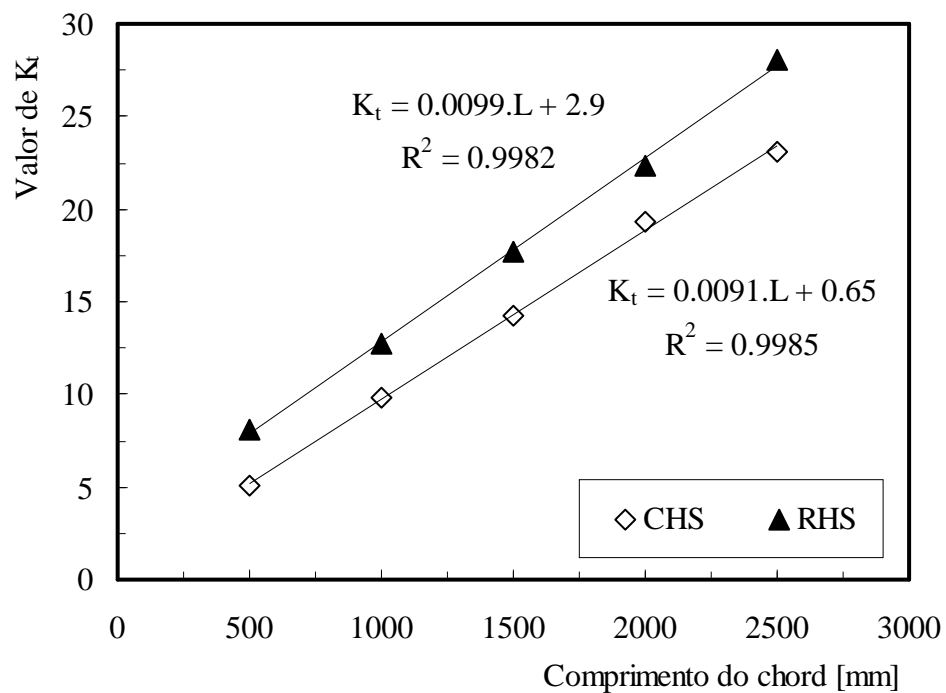


Figura 3.7 – Evolução de  $K_t$  com o comprimento do chord para uma junta tubular T.

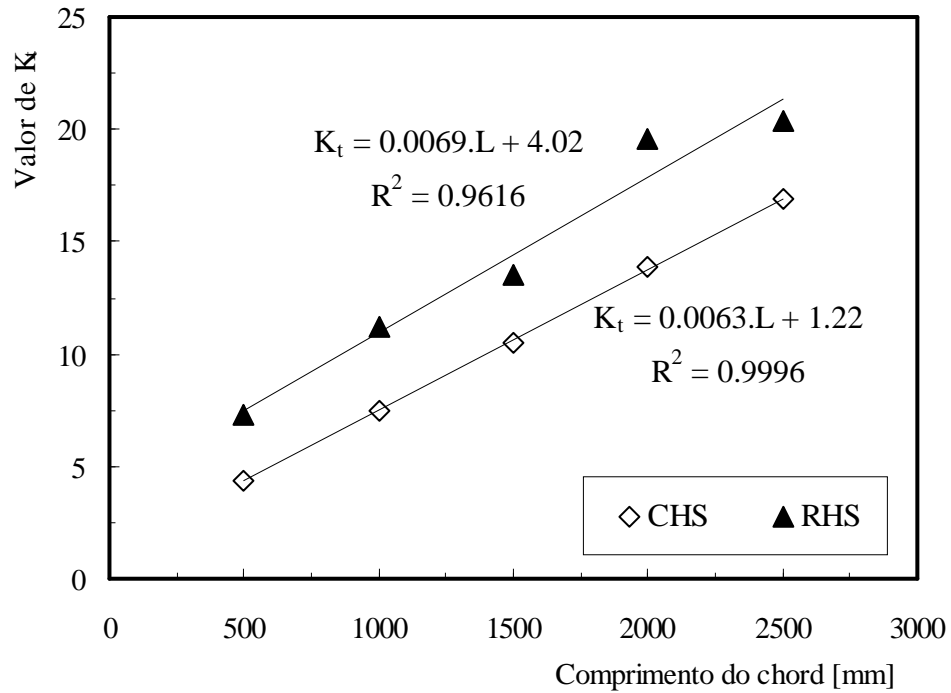


Figura 3.8 – Evolução de  $K_t$  com o comprimento do chord para uma junta tubular Y.

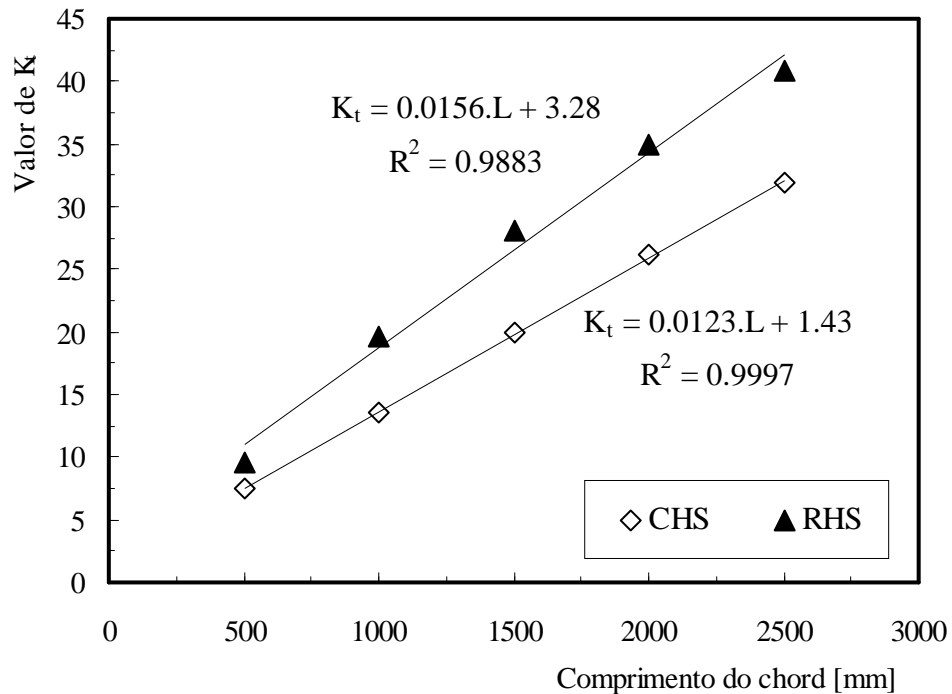
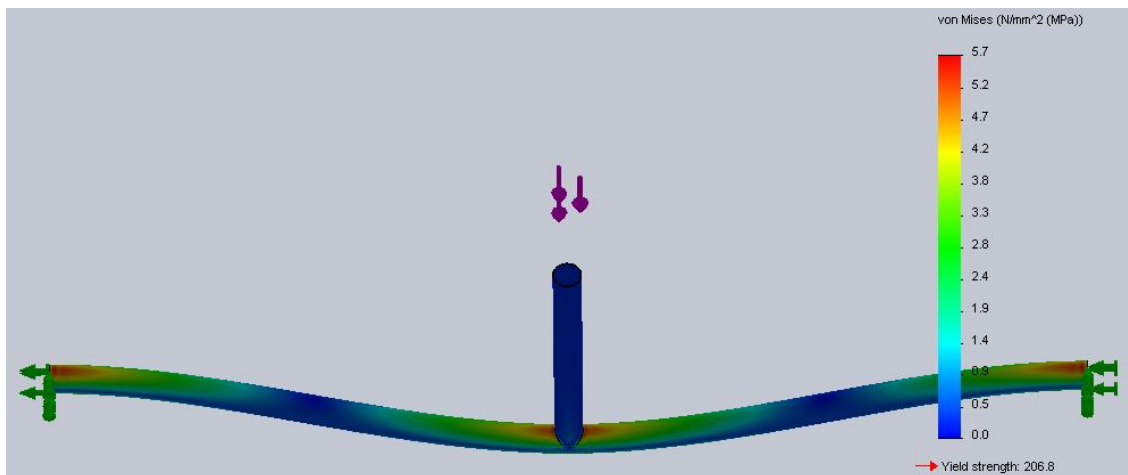


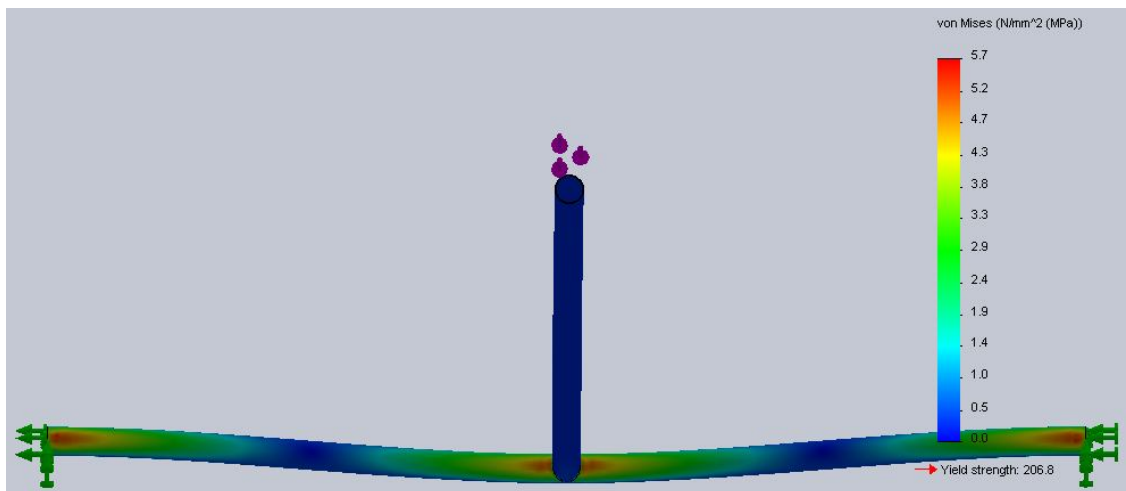
Figura 3.9 – Evolução de  $K_t$  com o comprimento do chord para uma junta tubular K.

O mesmo estudo desenvolvido anteriormente foi agora efectuado para um chord de 2000 mm e o brace a variar de dimensões (500 mm, 1000 mm, 1500 mm, 2000 mm e 2500 mm).

Na figura 3.10 ilustra-se o efeito do comprimento do tubo secundário (brace) nos valores da tensão máxima de von Mises para uma junta CHS do tipo T. Podemos verificar que neste caso o aumento do comprimento não conduz a tensões mais elevadas, pautando-se mesmo por valores muito próximos. Esta tendência é igual à observada para todas as outras geometrias e tipologias em estudo, podendo dizer-se mesmo que ao nível do brace o seu comprimento não influencia o valor das tensões máximas de von Mises.



a)



b)

Figura 3.10 - Tensão máxima de von Mises para: a) Um brace de 500 mm;

b) Um brace de 2500 mm.

O valor de  $K_t$  foi mais uma vez obtido segundo o procedimento estabelecido no ponto 3.3.1 e os valores obtidos encontram-se apresentados nas tabelas seguintes para as várias

geometrias e tipologias estudadas. Neste estudo foram abordados os comprimentos de 500 mm, 1000 mm, 1500 mm, 2000 mm e 2500 mm para o tubo secundário (brace) mantendo-se constante o valor de 2000 mm para o tubo primário (chord).

Tabela 3.13 – Efeito do comprimento do brace nos valores  $K_t$  para juntas CHS do tipo T.

Tipo de junta	Comprimento do brace [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS Tipo T	500	0.295	5.7	19.3
	1000	0.295	5.8	19.7
	1500	0.295	5.6	18.9
	2000	0.295	5.6	18.9
	2500	0.295	5.7	19.3

Tabela 3.14 – Efeito do comprimento do brace nos valores  $K_t$  para juntas RHS do tipo T.

Tipo de junta	Comprimento do brace [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
RHS Tipo T	500	0.26	5.9	22.7
	1000	0.26	5.9	22.7
	1500	0.26	5.4	20.8
	2000	0.26	5.4	20.8
	2500	0.26	5.2	20.0

Tabela 3.15 – Efeito do comprimento do brace nos valores  $K_t$  para juntas CHS do tipo Y.

Tipo de junta	Comprimento do brace [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS Tipo Y	500	0.295	4.1	13.9
	1000	0.295	4.1	13.9
	1500	0.295	4.1	13.9
	2000	0.295	4.1	13.9
	2500	0.295	4.1	13.9

Tabela 3.16 – Efeito do comprimento do brace nos valores  $K_t$  para juntas RHS do tipo Y.

Tipo de junta	Comprimento do brace [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
RHS Tipo Y	500	0.26	5.1	19.6
	1000	0.26	4.3	16.5
	1500	0.26	4.1	15.8
	2000	0.26	4.1	15.8
	2500	0.26	4.0	15.4

Tabela 3.17 – Efeito do comprimento do brace nos valores  $K_t$  para juntas CHS do tipo K.

Tipo de junta	Comprimento do brace [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS Tipo K	500	0.295	7.6	25.8
	1000	0.295	7.8	26.4
	1500	0.295	7.9	26.8
	2000	0.295	7.5	25.4
	2500	0.295	7.8	26.4

Tabela 3.18 – Efeito do comprimento do brace nos valores  $K_t$  para juntas RHS do tipo K.

Tipo de junta	Comprimento do brace [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
RHS Tipo K	500	0.26	9.2	35.4
	1000	0.26	8.0	30.8
	1500	0.26	8.0	30.8
	2000	0.26	8.8	33.8
	2500	0.26	8.6	33.1

Tabela 3.19 – Efeito do comprimento do brace nos valores  $K_t$  para juntas CHS do tipo X.

Tipo de junta	Comprimento do brace [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
CHS Tipo X	500	0.295	1.4	4.7
	1000	0.295	1.2	4.1
	1500	0.295	1.2	4.1
	2000	0.295	1.1	3.7
	2500	0.295	1.4	4.7

Tabela 3.20 – Efeito do comprimento do brace nos valores  $K_t$  para juntas RHS do tipo X.

Tipo de junta	Comprimento do brace [mm]	$\sigma_{ref}$ [MPa]	$\sigma_{m\acute{a}x}$ [MPa]	$K_t$ [-]
RHS Tipo X	500	0.26	0.7	2.7
	1000	0.26	0.6	2.3
	1500	0.26	0.6	2.3
	2000	0.26	0.5	1.9
	2500	0.26	0.6	2.3

Como se pode observar pelos valores apresentados nas tabelas, é possível dizer que o efeito do comprimento do brace praticamente não apresenta qualquer efeito no factor de concentração de tensões, ao contrário do que foi observado para o chord.

### 3.5 – Caso Estudo

Neste “caso estudo” vamos abordar uma junta tubular, típica de uma carroçaria de autocarro, que liga o estrado ao tejadilho do veículo. Actualmente, por introdução das novas normas europeias contra o capotamento, revela-se obrigatório o aumento da sua resistência mecânica. A segurança dos passageiros é determinante, neste caso, revelando-se então necessário o aumento da espessura dos materiais já utilizados para satisfazer os

padrões exigidos. Todavia, esta atitude contraria os princípios básicos do projecto autocarros, pois estamos assim a aumentar o seu peso e, conseqüentemente, estamos a diminuir a sua capacidade de transporte (de passageiros) para além de aumentar os níveis de emissões poluentes.

É neste contexto que surge a hipótese de substituir o tradicional aço St 37 por outro, mas, agora, por um de elevada resistência. Como já foi previamente descrito no capítulo anterior o aço de elevada resistência DOCOL 1000 é uma hipótese plausível, pois conseguimos, deste modo, para os mesmos níveis de espessura, aumentar a resistência mecânica da estrutura, ou para um mesmo nível de resistência mecânica, reduzir a espessura e o peso. É neste enfoque que este estudo se baseia e, no final, pretende-se saber em quanto estamos a aumentar a resistência da estrutura.

Neste sentido o componente encontra-se ilustrado na figura 2.3 (capítulo 2), bem como os seus detalhes, assim como o carregamento e as condições de fronteira (figura 2.5). Na figura 3.11 mostra-se um detalhe da malha utilizada. Mais uma vez a malhagem foi efectuada automaticamente na sua máxima resolução. O programa, como já foi referido, não permite uma malha menos densa nas zonas remotas dos pontos críticos, o que diminuía o peso computacional. Todo o procedimento numérico foi efectuado como descrito nos casos anteriores.

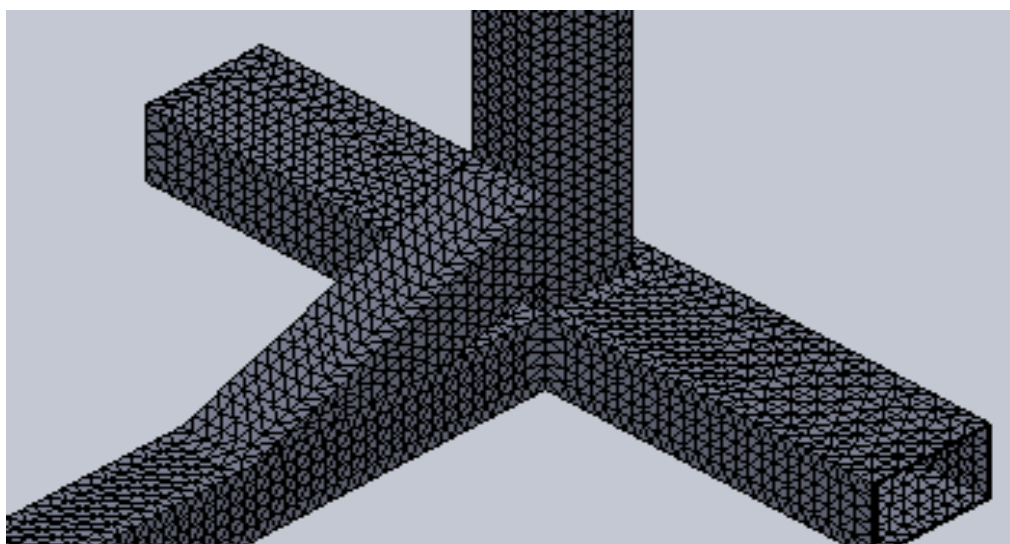
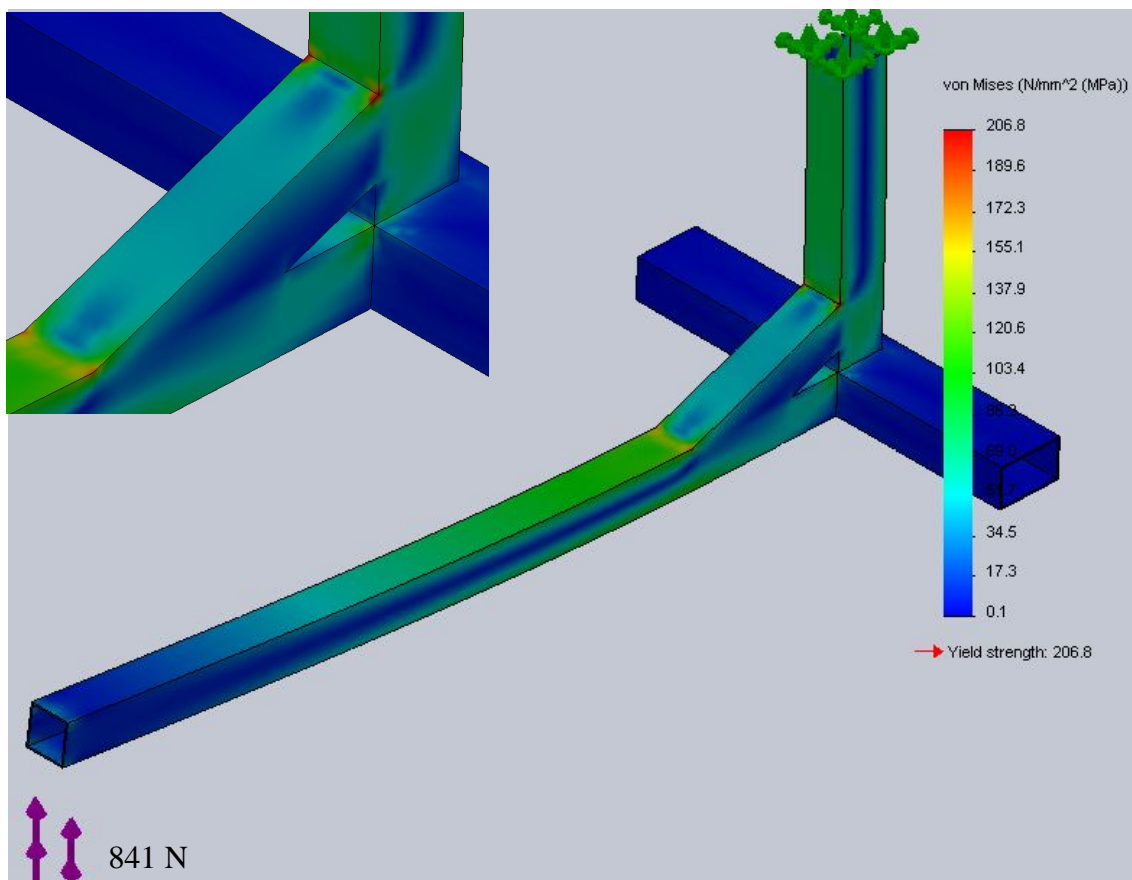


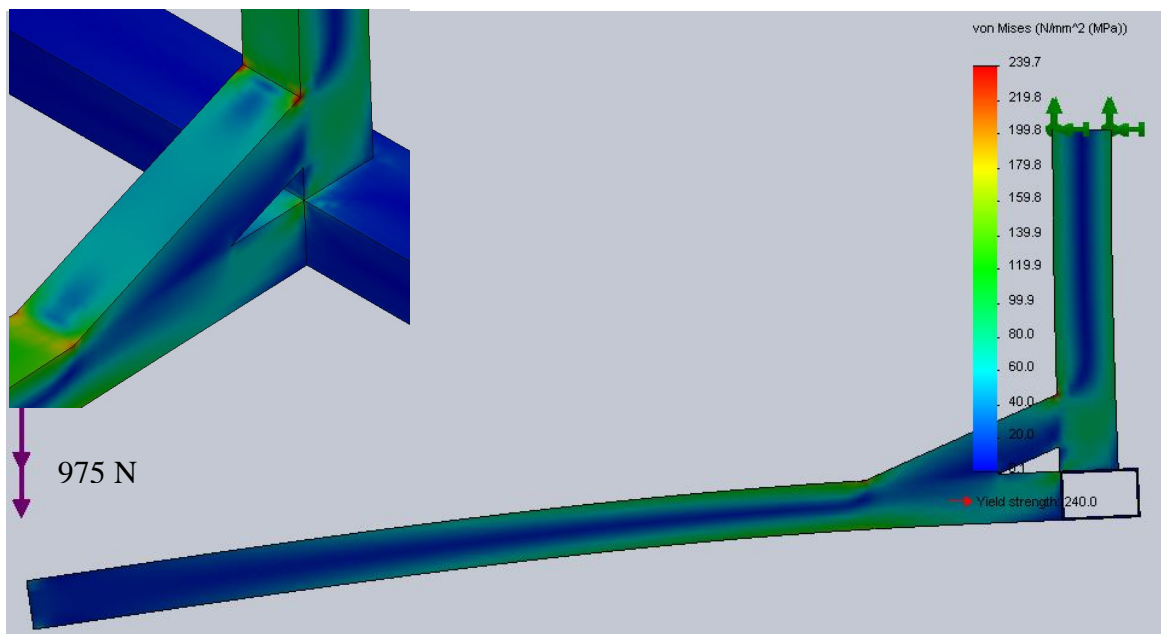
Figura 3.11 – Detalhe da malha utilizada no componente estrutural.

Assim na figura 3.12 podemos observar os resultados obtidos para três aços diferentes: AISI 304, St 37 e Docol 1000. O estudo baseia-se no valor da carga máxima a aplicar de modo a que o ponto crítico atinja a tensão de cedência do material.

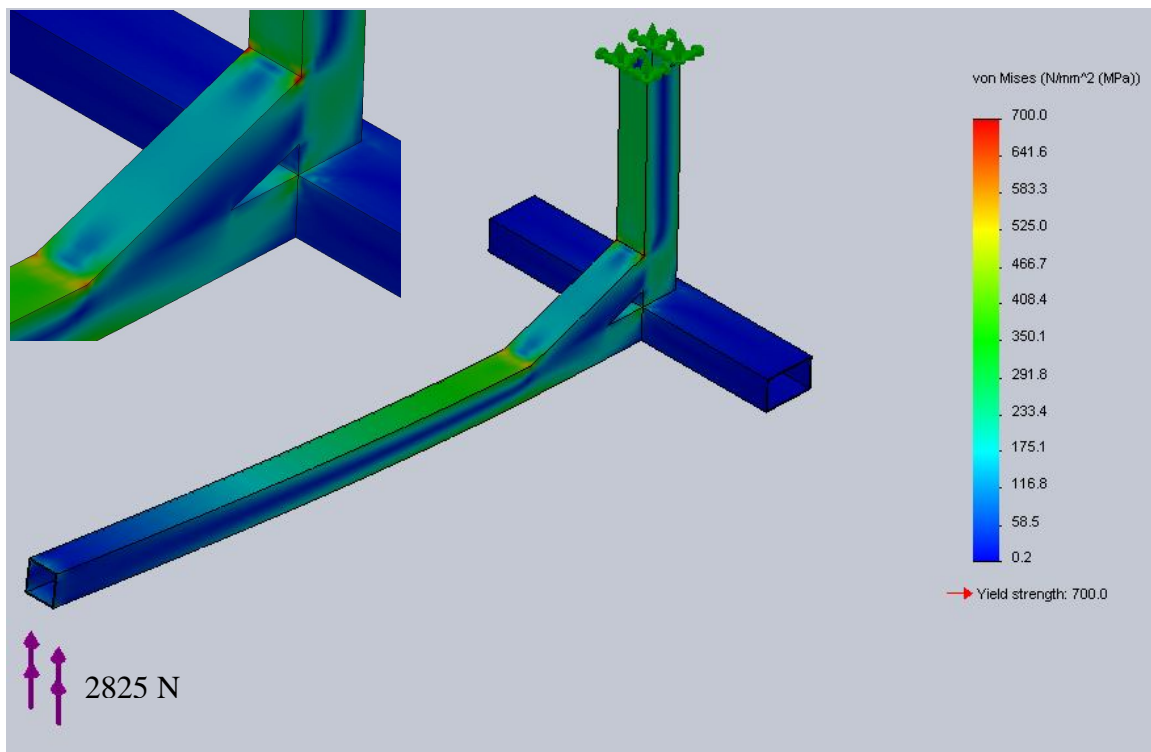
Podemos observar que para os materiais em estudo, conforme maior a sua tensão de cedência, maior será a carga a aplicar. Poderemos, neste caso, aplicar uma carga máxima de 841 N, quando aplicamos um AISI 304, 975 N quando aplicamos um St 37 e finalmente uma carga de 2825 N quando se utiliza um Docol 1000. Em todos os casos a espessura dos perfis manteve-se constante e independente do material, e o ponto crítico encontra-se sempre localizado no mesmo sítio. Revela-se deste modo favorável a utilização do aço Docol 1000, pois conseguimos aumentar a carga aplica na ordem dos 65.5%. Todavia convém realçar o facto de não entrarem neste estudo as variáveis associadas aos processos de soldadura.



a)



b)



c)

Figura 3.12 – Representação das tensões máximas de von Mises para as cargas ilustradas:

a) num aço AISI 304; b) num aço St 37; c) num aço Docol 1000.