

OPTIMIZAÇÃO DE JUNTAS DE PERFIS DE ALUMÍNIO PARA UMA ESTRUTURA AUTOMÓVEL

Pedro Miguel Wiesbaum dos Santos Diniz

(Licenciado em Eng^a Mecânica)

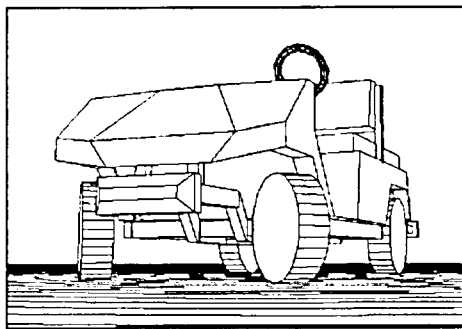
0434
6211043 / DINP/OPT

UNIVERSIDADE DO PORTO
Faculdade de Engenharia
BIBLIOTECA
N.º 6391
CDU _____
Data _____ / ____ / 19__

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

DOCUMENTO PROVISÓRIO

Julho de 1996



OPTIMIZAÇÃO DE JUNTAS DE PERFIS DE ALUMÍNIO PARA UMA ESTRUTURA AUTOMÓVEL

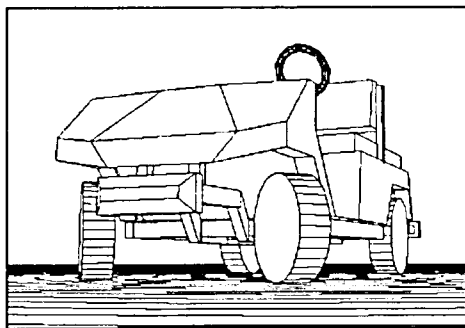
Pedro Miguel Wiesbaum dos Santos Diniz
(Licenciado em Eng^a Mecânica)

6211043 / DT No 1097
6391

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

DOCUMENTO PROVISÓRIO

Julho de 1996



OPTIMIZAÇÃO DE JUNTAS DE PERFIS DE ALUMÍNIO PARA UMA ESTRUTURA AUTOMÓVEL

Pedro Miguel Wiesbaum dos Santos Diniz
(Licenciado em Eng^a Mecânica)

UNIVERSIDADE DE LISBOA
Faculdade de Engenharia
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
N.º _____
CDU _____
Data _____

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

DOCUMENTO PROVISÓRIO

Julho de 1996



Resumo da Tese

O objectivo deste trabalho é projectar o chassis de um veículo automóvel de pequenas dimensões com elevada eficiência mecânica para ser construído em pequenas séries.

Com base nos requisitos do veículo analisaram-se vários tipos de estruturas, de perfis e materiais a utilizar. Optou-se por uma estrutura tubular composta por perfis rectangulares de parede fina de alumínio. A liga de alumínio escolhida foi a 5052-H34 pelas suas características mecânicas, soldabilidade e resistência à corrosão. Concebeu-se a estrutura tendo o seu dimensionamento sido efectuado utilizando o método de elementos finitos (EF). Na primeira análise em EF, com elementos viga/barra, calcularam-se as dimensões e espessuras dos perfis. Na segunda análise, com elementos de placa, calculou-se a distribuição de tensões nas uniões, tendo-se constatado que as zonas críticas eram as uniões dos perfis. Com vista a ultrapassar esta deficiência foram concebidos e dimensionados reforços internos através de EF. Os reforços são constituídos por chapas de alumínio que são coladas interiormente nas uniões. Conseguiu-se, deste modo, aumentar a eficiência das juntas em 200 a 400% com um incremento mínimo do peso final da estrutura. Por fim, realizaram-se vários ensaios laboratoriais em protótipos em tamanho real de juntas soldadas e reforçadas com o objectivo de validar os resultados teóricos.

Abstract

The aim of this work is to design a chassis with high mechanical efficiency for a small vehicle for low production.

Based on the vehicle specifications, several different structures, tubular sections and materials were evaluated. The choice was a aluminium thin-wall square section tubular structure. The aluminium alloy chosen was 5052-H34 for its mechanical properties, weldability and corrosion resistance. The structure was then designed and analysed using finite element methods (FE). For the initial analysis beam elements were used to determine the dimensions and thickness of the hollow sections. This was followed by a more detailed analysis using shell elements. This analysis showed that the joints were the critical zones of the structure. To overcome the deficiency of the joints optimised internal reinforcements were designed using FE models. The reinforcements were made from aluminium sheet bonded internally to the joints. These reinforcements increased the joint efficiency by 200 to 400% with a minimal increase of the whole structure weight. Later, several actual-sized prototypes of welded and reinforced joints were tested in laboratory in order to validate the FE model results.

Palavras-chave

- **alumínio**
- **chassis**
- **colagem**
- **estrutura tubular**
- **perfil de parede fina**
- **reforço interno**

Keywords

- **aluminium**
- **chassis**
- **adhesive bonding**
- **tubular structure**
- **thin-wall hollow section**
- **internal reinforcement**

Índice

Resumo da Tese / Abstract.....	I
Palavras-chave / Keywords.....	II
Índice.....	III
Lista de figuras.....	VI
Lista de tabelas.....	VIII
Simbologia utilizada.....	IX
Bibliografia.....	XI
1. Introdução.....	1
1.1 Objectivo.....	2
1.2 Aplicação dos resultados.....	3
1.3 Estrutura do trabalho.....	3
2. Definição da estrutura, do perfil e do material.....	6
2.1 Tipo de estrutura.....	8
2.1.1 Funções e requisitos de uma estrutura automóvel.....	8
2.1.2 Tipos de estruturas automóveis.....	8
2.1.3 Selecção do tipo de estrutura.....	11
2.2 Tipo de perfil.....	11
2.2.1 Eficiência mecânica.....	13
2.2.2 União.....	22
2.2.3 Utilização de reforços internos.....	22
2.2.4 Perfis utilizados na indústria automóvel.....	23
2.2.5 Selecção do tipo de perfil.....	23
2.3 Tipo de material.....	24
2.3.1 Utilização do alumínio na indústria automóvel.....	24
2.3.2 Utilização de alumínio.....	27
2.3.3 Selecção do material.....	29
3. Concepção da estrutura WIESCAT 4.....	30
3.1 Introdução.....	32
3.2 Estado da arte em Portugal.....	32
3.2.1 Características técnicas.....	33
3.3 Concepção da estrutura do WIESCAT 4.....	34
3.3.1 Dimensões principais.....	35
3.3.2 Motorizações.....	35
3.3.3 Passageiros e carga.....	36
3.3.4 Outros factores.....	36
4. Selecção do alumínio e aquisição do material.....	39
4.1 O alumínio e suas ligas.....	41
4.1.1 Ligas de alumínio.....	41
4.2 Propriedades do alumínio.....	42
4.2.1 Resistência à corrosão.....	42
4.2.2 Propriedades físicas.....	42

Índice

4.2.3 Acabamentos	42
4.2.4 Formas produzidas	43
4.2.5 Propriedades mecânicas	43
4.2.6 Processos de união	43
4.3 Soldadura de alumínio	44
4.3.1 Camada de óxido	44
4.3.2 Solubilidade do hidrogénio	44
4.3.3 Característica térmicas.....	44
4.3.4 Condutividade eléctrica.....	45
4.3.5 Características ferro-magnéticas	45
4.3.6 Degradação da zona afectada pelo calor (ZAC).....	45
4.3.7 Liga de adição	47
4.4 Propriedades e características das ligas.....	47
4.5 Critérios de selecção.....	48
4.6 Aquisição de material.....	48
4.6.1 Propriedades químicas	49
4.6.2 Propriedades físicas	49
4.6.3 Propriedades mecânicas	50
5. Dimensionamento dos perfis da estrutura	51
5.1 Introdução.....	53
5.2 Modelo de elementos finitos.....	54
5.3 Material	55
5.4 Perfis	55
5.5 Cargas e constrangimentos.....	56
5.5.1 Acções permanentes.....	56
5.5.2 Acções variáveis	56
5.5.3 Acções de colisão.....	57
5.5.4 Consideração de efeitos dinâmicos na análise estática	57
5.6 Casos analisados	58
5.7 Resultados.....	60
5.8 Análise e discussão dos resultados.....	62
6. Distribuição das tensões nas juntas da estrutura	64
6.1 Introdução.....	66
6.2 Modelo de elementos finitos	66
6.3 Material e perfis utilizados	67
6.4 Cargas e constrangimentos.....	69
6.4.1 Acções permanentes.....	69
6.4.2 Acções variáveis	69
6.5 Casos analisados	70
6.6 Resultados.....	72
6.7 Análise e discussão dos resultados.....	73
7. Concepção e dimensionamento dos reforços internos	76
7.1 Introdução.....	78
7.2 Concepção do reforço interno.....	78
7.3 Modelo da junta tipo L soldada	79
7.3.1 Resultados e conclusões sobre a junta L soldada.....	81
7.4 Dimensionamento dos reforços.....	82

Índice

7.4.1 Grupo I - chapas horizontais	83
7.4.2 Grupo II - chapas verticais	84
7.4.3 Grupo III - chapas horizontais e verticais	84
7.4.4 Grupo IV - reforços realizáveis	85
7.5 Reforço escolhido	85
7.5.1 Modelo de elementos finitos	85
7.5.2 Tensões e rigidez	86
7.5.3 Dimensões e peso do reforço	86
7.6 Resistência à fadiga	88
7.6.1 Junta L soldada	89
7.6.2 Junta L reforçada	89
7.7 Junta T	91
8. Ensaaios dos reforços	94
8.1 Introdução	96
8.2 Preparativos dos ensaios	96
8.2.1 Aquisição de material	97
8.2.2 Ensaio da liga de alumínio	97
8.2.3 Ensaio de resistência da cola	98
8.2.4 Construção dos perfis	99
8.2.5 Construção dos reforços	99
8.2.6 Construção das juntas	100
8.2.7 Construção da plataforma de ensaio e outros acessórios	100
8.3 Execução dos ensaios	101
8.3.1 Equipamento de ensaio	101
8.3.2 Localização dos extensómetros	102
8.3.3 Casos analisados	103
8.4 Resultados	104
8.4.1 Resultados teóricos	104
8.4.2 Resultados dos ensaios	105
8.5 Análise e discussão dos resultados	105
8.5.1 Junta soldada, carga A (JS_A)	105
8.5.2 Junta reforçada, carga A (JR_A)	106
8.5.3 Junta soldada, carga B (JS_B)	107
8.5.4 Junta soldada, carga B (JR_B)	108
8.6 Conclusões	108
8.7 Comentários aos ensaios	109
9. Conclusões	111
Apêndice A - Tipo de perfil - cálculos auxiliares	i
Apêndice B - Utilização de alumínio em estrutura automóveis	xi
Apêndice C - Anexos	xvii

Lista de figuras

- Figura 1.1 - Estrutura do trabalho
- Figura 2.1 - Tipos de chassis (retirados de L3, L9, L16 e R3)
Figura 2.2 - Relação perímetro / área da secção para perfis rect. e circ. entre 40 e 100 mm
Figura 2.3 - Direcção da carga de flexão pura para perfis rectangulares
Figura 2.4 - Relação massa / módulo de flexão (w_n)
Figura 2.5 - Direcção da carga V para o esforço transversal
Figura 2.6 - Direcção da instabilidade de perfis rectangulares
Figura 2.7 - Estrutura tubular tipo *space frame* (AUDI ASF Concept Car) (retirada de R5)
Figura 2.8 - Estrutura em alumínio do *Austin Rover Metro* (retirada de R3)
Figura 2.9 - Estrutura em alumínio do *HONDA NSX* (retirada de R2)
- Figura 3.1 - Carros de golfe para 2 passageiros
Figura 3.2 - Dimensões dos carros de golfe
Figura 3.3 - WIESCAT 4
Figura 3.4 - Estrutura do WIESCAT 4
Figura 3.5 - Dimensões da estrutura
- Figura 4.1 - Perfis de dureza na ZAC em juntas soldadas com processos GTAW com entregas térmicas constantes (retirada de L1)
Figura 4.2 - Perfis de dureza na ZAC em juntas soldadas por processos GTAW para várias entregas térmicas (retirada de L1)
Figura 4.3 - Perfis de dureza na ZAC em ligas 6061-T4 e T6 com e sem TTPS's (retirada de L1)
- Figura 5.1 - Estrutura do WIESCAT 4 discretizada em 150 elementos viga/barra. Localização das cargas e dos constrangimentos
Figura 5.2 - Localização dos nós com maiores deslocamentos. Identificação dos nós da estrutura
Figura 5.3 - Localização das tensões máximas. Identificação dos elementos da estrutura
- Figura 6.1 - Estrutura discretizada em 1628 elementos de placa
Figura 6.2 - Acções longitudinais. Condução sobre um obstáculo
Figura 6.3 - Localização das cargas e dos constrangimentos
Figura 6.4 - Localização das zonas A a Q e Nom.
Figura 6.5 - Tensões nas juntas E e F
Figura 6.6 - Tensões em toda a estrutura
- Figura 7.1 - Reforço interno
Figura 7.2 - Junta L soldada, discretizada em 2064 elementos de placa
Figura 7.3 - Cargas e constrangimentos aplicados
Figura 7.4 - Localização das tensões
Figura 7.5 - Principais tipos de reforços analisados
Figura 7.6 - Modelo em EF da junta reforçada com o reforço escolhido. 1766 elementos de placa
Figura 7.7 - Reforço concebido
Figura 7.8 - Resistência específica em relação ao comprimento dos perfis
Figura 7.9 - Localização das tensões
Figura 7.10 - Junta T soldada com carga do tipo A. Modelo discretizado em 2629 elementos de placa
Figura 7.11 - Distribuição de tensões de von Mises

Lista de figuras

- Figura 8.1 - Provetes utilizados nos ensaios do alumínio e da cola
Figura 8.2 - Perfis, juntas e reforços construídos
Figura 8.3 - Plataforma de ensaios com contra-peso, dispositivo de fixação das juntas e alavanca
Figura 8.4 - Máquina de ensaios e balança estática
Figura 8.5 - Localização e referência dos extensómetros
Figura 8.6 - Cargas ensaiadas: A e B
- Figura A.1 - Secções analisadas
Figura A.2 - Relação massa / rigidez à flexão K_{ϕ} . Perfis circulares (1 e 3 mm)
Figura A.3 - Relação massa / rigidez à flexão K_{ϕ} . Perfis rectangulares (1 e 3 mm)
Figura A.4 - Relação massa / rigidez à flexão K_{ϕ} . Perfis rectangulares e circulares (3 mm)
Figura A.5 - Relação massa / tensão de corte devido a um mom. torsor w_t . Perfis rect. e circ. (3 mm)
Figura A.6 - Relação massa / rigidez à torção K_t . Perfis rectangulares e circulares (1 e 3 mm)
Figura A.7 - Relação massa / tensão de corte devido ao esforço transversal w_{et} . Perfis rect. e circ. (3 mm)
Figura A.8 - Relação massa / carga crítica à instabilidade w_{in} . Perfis rect. e circulares (1 e 3 mm)
Figura A.9 - Relação massa / rigidez à flexão. Perfis rectangulares e quadrados
- Figura B.1 - Exemplos de “secções inteligentes” de perfis extrudidos (retirada de L3)
Figura B.2 - Alguns exemplos de componentes forjados (retirada de L3)
Figura B.3 - Orientação das fibras numa secção maquinada e forjada (retirada de L3)
- Figura C.1 - “Rede” de áreas no modelo discretizado de uma junta L reforçada
Figura C.2 - Curva S-N para uma junta topo a topo (liga 5083) (retirada de P3)
Figura C.3 - Curva característica da liga 5052-H34 obtida
Figura C.4 - Diagramas força/deslocamento obtidas nos ensaios das juntas
Figura C.5 - Comparação dos resultados teóricos e práticos

Lista de tabelas

- Tabela 2.1 - Propriedades mecânicas do aço e do alumínio
Tabela 2.2 - Melhores eficiências mecânicas
- Tabela 5.1 - Propriedades geométricas dos perfis e barras utilizados
Tabela 5.2 - Acções permanentes e variáveis (sobrecargas)
Tabela 5.3 - Deslocamentos máximos
Tabela 5.4 - Tensões normais, de corte e tensão equivalente de von Mises
- Tabela 6.1 - Propriedades geométricas e mecânicas dos elementos
Tabela 6.2 - Acções permanentes e variáveis (sobrecargas)
Tabela 6.3 - Tensões equivalentes de von Mises na estrutura
- Tabela 7.1 - Propriedades geométricas dos elementos utilizados
Tabela 7.2 - Tensões e deslocamentos da junta do tipo L soldada
Tabela 7.3 - Tensões e deslocamentos da junta do tipo L reforçada
Tabela 7.4 - Tensões e deslocamentos da junta do tipo T soldada e reforçada
- Tabela 8.1 - Resultados dos ensaios da liga 5052-H34
- Tabela A.1 - Propriedades geométricas e grandezas mecânicas dos perfis
Tabela A.2 - Relação A/A_o , I/I_o e I_p/I_{po} para perfis quadrados seleccionados
- Tabela C.1 - Propriedades mecânicas de algumas juntas soldadas de alumínio (retirada de L1)
Tabela C.2 - Utilização de alumínio em veículos automóveis (vários)
Tabela C.3 - Constrangimentos (estrutura com elementos viga/barra)
Tabela C.4 - Constrangimentos (estrutura com elementos de placa)
Tabela C.5 - Resistência e rigidez da junta L com diversos reforços
Tabela C.6 - Ganho real da junta reforçada em relação à junta soldada
Tabela C.7 - Junta soldada, carga A (JS_A)
Tabela C.8 - Junta reforçada, carga A (JR_A)
Tabela C.9 - Junta soldada, carga B (JS_B)
Tabela C.10- Junta reforçada, carga B (JR_B)

Simbologia utilizada

A	- área [m ²]
α	- coeficiente de expansão térmica [10 ⁻⁶ /°C]
a, b, d, ϕ	- dimensões exteriores dos perfis (lado, diâmetro) [m]
a_i	- aceleração na direcção i [m/s ²]
c	- distância máxima entre a extremidade do perfil e a fibra neutra [m]
C₁, C₂, C₃, C₄	- factores de correcção [-]
c_i	- coeficiente dinâmico na direcção i [-]
E	- módulo de elasticidade [MPa]
ϕ	- ângulo de distorção [°]
f	- frequência [Hz]
F_i	- força na direcção i [N]
g	- aceleração gravítica (= 9,81 m/s ²)
γ	- ângulo de defasagem [°]
I, I_{zz}, I_{yy}, I_{xx}	- momento de inércia [m ⁴]
I_p	- momento polar de inércia [m ⁴]
k	- condutividade térmica [W/m°C]
k_{elas}	- constante elástica das molas [N/m]
K_n	- factor rigidez à flexão [1/Nm ²]
k_{te}	- tenacidade à fractura [MPa√m]
k_t	- factor concentração de tensões [-]
K_t	- factor rigidez à torção [1/Nm ²]
K_{tr}	- factor rigidez à tracção [1/N]
L, L_c	- comprimento dos perfis [m]
m	- massa [kg]
m'	- massa por comprimento da viga ou coluna [kg/m]
M_i	- momento em torno do eixo i [Nm]
ν	- coeficiente de Poisson [-]
n, n_c	- coeficiente de segurança [-]
P_i	- esforço estático na direcção i, carga aplicada aos perfis [N]
θ	- ângulo [°]
Q	- produto da área pela distância do seu centro de massa a partir da linha média do perfil [m ³]
ρ	- densidade [kg/m ³]
R	- razão das tensões máximas e mínimas [-]
ρ_{el}	- resistividade eléctrica [Ω mm ² /m]
R_i	- reacção na direcção i [N]
σ	- tensão normal [MPa]
t	- espessura [m]
T	- momento torsor [Nm]
τ	- tensão de corte [MPa]
t'	- espessura resistente ao esforço transversal [m]
T_r	- temperatura de fusão [°C]

Simbologia utilizada

u	- deslocamento [m]
V	- esforço transverso [N], volume [m ³]
v	- velocidade [m/s]
w_{et}	- módulo de esforço transverso [1/m ²]
w_n	- módulo de flexão [1/m ³]
w_{in}	- módulo de instabilidade [N]
w_t	- módulo de torção [1/Nm ³]
x	- distância em x [m]
y	- distância em y [m]
z	- distância em z [m]

Índices

1, 2, 3	- direcções principais
a	- alternada
aço	- referente ao aço
adm	- admissível
Al	- referente ao alumínio
ced	- cedência
comp	- compressão, comparação
cri	- crítico
eqv	- equivalente
fad	- fadiga
fad^c	- fadiga corrigida
i	- na direcção i
m	- média
máx	- máximo
min	- mínimo
nom	- nominal
o	- referência. útil
rot	- rotura
x, y, z, xy, xz, yx	- direcções

Bibliografia

Neste trabalho foram utilizados dados, tabelas, figuras, gráficos e outros elementos de consulta retirados das seguintes publicações:

Livros

- [L1] - *Welding, Brasing, and Soldering*, ASM International, Vol. 6, 1993.
- [L2] - *Aluminum and Aluminum Alloys*, ASM International, 1993.
- [L3] - Friedrich Ostermann, *Aluminum Materials Technology for Automobile Construction*, Mechanical Engineering Publications Limited, London, 1993.
- [L4] - *Advancements in Electric and Hybrid Electric Vehicle Technology*, SAE International SP-1023, USA, February, 1994.
- [L5] - *Electric Vehicles - A Decade of Transition*, SAE International, 1990.
- [L6] - Roger Gueber, *L'Automobile - Chassis et carrosserie*, Technique & Vulgarisation, Paris, 1965.
- [L7] - *1993 SAE Handbook Volume 1 - Materials*, SAE International, USA, 1993.
- [L8] - H. Heisler, *Advanced Vehicle Technology*, Edward Arnold, 1989.
- [L9] - Michael Costin, David Phipps, *Racing and Sports Car Chassis Design*, B. T. Batsford Ltd., London, 1965.
- [L10] - F. P. Beer, E. R. Johnston, Jr., *Mechanics of Materials*, Mc Graw-Hill, 1987.
- [L11] - W. C. Young, *Roark's Formulas for Stress & Strain*, Mc Graw-Hill, 1989.
- [L12] - J. E. Shigley, *Mechanical Engineering Design*, Mc Graw-Hill, 1988.
- [L13] - C. M. Branco, A. Augusto Fernandes, P. Tavares de Castro, *Fadiga de Estruturas Soldadas*, Fundação Calouste Gulbenkian, 1986.
- [L14] - J. Pawlowski, *Vehicle Body Engineering*, Business Book Limited, London, 1969.
- [L15] - D. Kosteas, *European Recommendations for Aluminium Alloy Structures - Fatigue Design*, Draft 7, April, 1989.
- [L16] - *O Livro do Automóvel*, Selecções do Reader's Digest, 1976.
- [L17] - A. Staniforth, *High Speed Low Cost*, Patrick Stephens, 1969.

Artigos em revistas

- [R1] - G. M. Davis, B. G. Goodyer, *Aluminium in Automotive Applications*, Metals and Materials, February, 1991, pp. 86-91.
- [R2] - *All Aluminum Car*, Automotive Engineering, SAE-International, December, 1991, 87-91.

Bibliografia

- [R3] - A. Seeds, D. Nardini, F. Cassase, *Aluminum Takes Center Stage at Ferrari*, Machine Design, A Penton Publication, October, 1989, pp. 85-89.
- [R4] - *Aluminum*, Machine Design, Vol. 56, Number 8, A Penton Publication, April, 1984, pp. 55-58.
- [R5] - S. Birch, *Aluminum Space Frame Technology*, Automotive Engineering, SAE-International, January, 1994, pp. 70-73.
- [R6] - *Joining Aluminum Body Structures*, Automotive Engineering, SAE-International, May, 1992, pp. 31-33.
- [R7] - *A Joint-design Approach for Aluminum Structures*, Automotive Engineering, SAE-International, August, 1993, pp. 49-53.
- [R8] - *Steel vs. its Competition for the Body in White*, Automotive Engineering, SAE-International, December, 1990, pp. 43-45.
- [R9] - J. Almacinha, L. Dinis, *Ações a Considerar no Projecto de Veículos Automóveis. O Cálculo Estático no Dimensionamento da Estrutura*, Tecnometal, Julho-Agosto, 1986, pp. 15-22.
- [R10] - A. Moreira, *Colagem - A inovação na União de Peças*, Tecnometal, Março-Abril, 1989, pp. 13-18.
- [R11] - S. Ashley, *Building an Aluminum Car*, Mechanical Engineering, May, 1994, pp. 64-68.
- [R12] - *Aluminum Automotive Space Frames*, Automotive Engineering, SAE-International, August, 1995, pp. 81-85.
- [R13] - S. Ashley, *Aluminum Vehicle Breaks New Ground*, Mechanical Engineering, February, 1994, pp. 50-51.
- [R14] - *Body-Structure Durability Analysis*, Automotive Engineering, SAE-International, July, 1995, pp. 73-77.
- [R15] - *Design for Aluminum Recycling*, Automotive Engineering, SAE-International, October, 1993, pp. 65-69.
- [R16] - *Automotive Aluminum Recycling in 2010*, Automotive Engineering, SAE-International, August, 1994, pp. 17-20.
- [R17] - *Fatigue Design Rules for Welded Steel Joints*, The Welding Institute Research Bulletin, May, 1976.

Papers e Conferências

- [P1] - A. Seeds, D. Nardini, F. Cassase, *The Development of a Center Cell Structure in Bonded Aluminum for the Ferrari 408 Research Vehicle*, SAE Technical Paper Series, SAE, February-March, 1989.
- [P2] - Y. Komatsu *et al*, *Application of All Aluminum Automotive Body for HONDA NSX*, SAE Technical Paper Series, SAE, February-March, 1991.

Bibliografia

[P3] - S. J. Maddox, *Fatigue Design of Welded Aluminium Alloy Structures*, 2nd International Conference on Aluminium Weldments, Munich, May, 1982.

[P4] - S. J. Maddox, *Fatigue Design Rules for Welded Structures*, The Welding Institute, UK, July, 1982.

[P5] - S. J. Maddox, *Fatigue of Welded Joints*, The Welding Institute, UK, July, 1982.

Catálogos e outros elementos de consulta

[C1] - Catálogo Portalex S.A. - perfis extrudidos de alumínio.

[C2] - Catálogo CIBA-GEIGY - colas estruturais.

[C3] - PermaBond - colas estruturais.

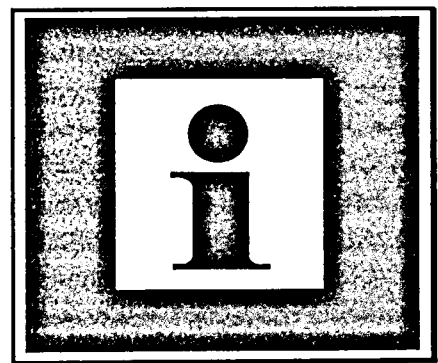
[C4] - 3M - colas estruturais.

[C5] - Cyanamid - colas estruturais.

[C6] - Loctite / Contimetra - colas estruturais.

[C7] - Brüel & Kjaer - extensómetros.

[C8] - Manuais do Ansys.



1. Introdução

1.1 Objectivo

Pretende-se, com o presente trabalho, apresentar o projecto de uma estrutura para um veículo automóvel de pequenas dimensões e para pequenas séries de produção. Foi escolhida uma estrutura composta por perfis tubulares, colados, de parede fina. Por forma a otimizar o peso e garantir a eficiência mecânica pretendida, foram dimensionados reforços a ser introduzidos nas juntas dos perfis, tendo sido construídos e ensaiados em laboratório protótipos das juntas a utilizar. O material escolhido para a estrutura e reforços foi o alumínio.

As estruturas tubulares são utilizadas em vários tipos de construções, que vão desde edifícios (armazéns, garagens, pavilhões para vários fins, etc.) até lanças de guindastes, estruturas de aparelhos de elevação, estruturas para antenas, pontes e mesmo veículos automóveis (ligeiros, pesados, de competição, etc.). A razão principal da utilização deste tipo de estruturas prende-se com os elevados módulos de resistência torsional e à flexão, aliados ao baixo peso, permitindo ainda uma eficiente distribuição de material. As estruturas tubulares são esteticamente agradáveis e apresentam uma reduzida área superficial sujeita a agentes corrosivos. Os processos normalmente utilizados para a união dos perfis que compõem estas estruturas são processos térmicos, nomeadamente a soldadura.

Um dos problemas das estruturas tubulares é a fraca resistência estática e dinâmica das uniões soldadas. A redução da resistência na junta provém de vários factores, como por exemplo, problemas relacionados com a própria geometria (elevadas concentrações de tensões), a perda de resistência mecânica e de ductilidade do material devido ao processo térmico envolvido, e defeitos na soldadura. No alumínio, a redução de resistência mecânica devido às entregas térmicas pode ultrapassar os 50%. A resistência torna-se tanto mais importante quanto mais solicitada for a estrutura. Em estruturas automóveis, devidos às solicitações dinâmicas a que estão sujeitas, o problema da fadiga é especialmente importante, principalmente se se utilizarem materiais com uma estrutura hexagonal compacta (HC) como o alumínio.

Para ultrapassar os problemas de redução de resistência das juntas de perfis soldadas pretendeu-se conceber um tipo de junta que contribua para um aumento da eficiência mecânica da união. Assim, a união dos perfis será efectuada através da inclusão de um reforço (ou nó) com uma geometria específica, o qual será introduzido e colado aos perfis tubulares da estrutura. Através da colagem, pretende-se eliminar não só a perda da resistência do material que ocorre quando este é afectado por ciclos térmicos elevados, como também permitir uma melhor distribuição de tensões na junta, reduzindo os problemas de fadiga. Facilita-se, além disso, a união. A geometria e forma do reforço dependem do tipo de resultados pretendidos. Este conceito de *reforço interno* é hoje em dia utilizado na construção de estruturas do tipo *space-frame* de alguns veículos automóveis de passageiros.

1.2 Aplicação dos resultados

Como dissemos na Secção anterior, a estrutura projectada destina-se a ser utilizada num veículo automóvel de pequenas dimensões, incidindo este trabalho especialmente sobre a união dos vários perfis. Para tal, foi concebido e dimensionado um tipo de reforço que aumenta a eficiência mecânica da junta. Pretende-se que o reforço concebido possa igualmente ser aplicado a outros tipos de estruturas tubulares para os mais variados fins, servindo este projecto de utilização numa estrutura automóvel unicamente como exemplo de aplicação. Utilizaram-se, assim, casos concretos de dimensões, tipos de juntas e valores de tensões e deformações. A estrutura foi projectada de acordo com os requisitos que estabelece Pawlowski em [L14] para o projecto de uma estrutura automóvel.

Para o dimensionamento dos reforços foram efectuados cálculos recorrendo a modelos em elementos finitos (EF). Os modelos computacionais concebidos permitiram o estudo de várias formas e comprimentos diferentes dos reforços, através da alteração de um único parâmetro geométrico - a espessura da parede dos perfis t . O dimensionamento dos variados reforços encontra-se assim facilitado, podendo ser aplicado a qualquer caso em estudo.

Os resultados teóricos foram comparados com os resultados obtidos em ensaios de protótipos de juntas em tamanho real, de modo a validar os resultados teóricos e concluir sobre a eficácia do tipo de modelos utilizados (discretização, grau de refinamento da malha, carregamentos e constrangimentos aplicados, material, etc.). Podem-se, assim, estabelecer comparações entre os resultados teóricos e práticos, para utilização em trabalhos futuros. O facto de se terem utilizado dois tipos diferentes de equipamentos de ensaio, permitiu que se identificassem as vantagens e inconvenientes de cada um dos equipamentos para o tipo de ensaios realizados.

1.3 Estrutura do trabalho

A estrutura do trabalho é a seguinte:

Cap. 1: Introdução

Cap. 2: Definição da estrutura, perfil e material - decisão sobre o tipo de estrutura do veículo projectado, os tipos de perfis e o material a utilizar.

Cap. 3: Concepção da estrutura - WIESCAT 4 - definição do tipo de utilização e dimensões do veículo. Concepção da estrutura.

Cap. 4: Seleccção da liga de alumínio - apresentação das características e propriedades do alumínio e suas ligas. Definição dos critérios de decisão da liga de alumínio a utilizar e aquisição do material.

- Cap. 5: Dimensionamento dos perfis da estrutura** - análise em EF para o dimensionamento dos perfis (dimensões exteriores e espessuras).
- Cap. 6: Distribuição das tensões nas juntas da estrutura** - análise em EF para obtenção da distribuição de tensões na estrutura. Identificação das juntas críticas para as quais serão projectados reforços internos.
- Cap. 7: Concepção e dimensionamento dos reforços internos** - análise pormenorizada em EF de juntas soldadas e reforçadas. Obtenção da geometria ideal dos reforços.
- Cap. 8: Ensaio dos reforços** - validação dos resultados teóricos.
- Cap. 9: Conclusões**

No início de cada um destes capítulos são apresentados o objectivo, estrutura do capítulo e as conclusões. Os apêndices estão no fim do trabalho. Na página seguinte apresenta-se, em diagrama (figura 1.1), a estrutura do trabalho.

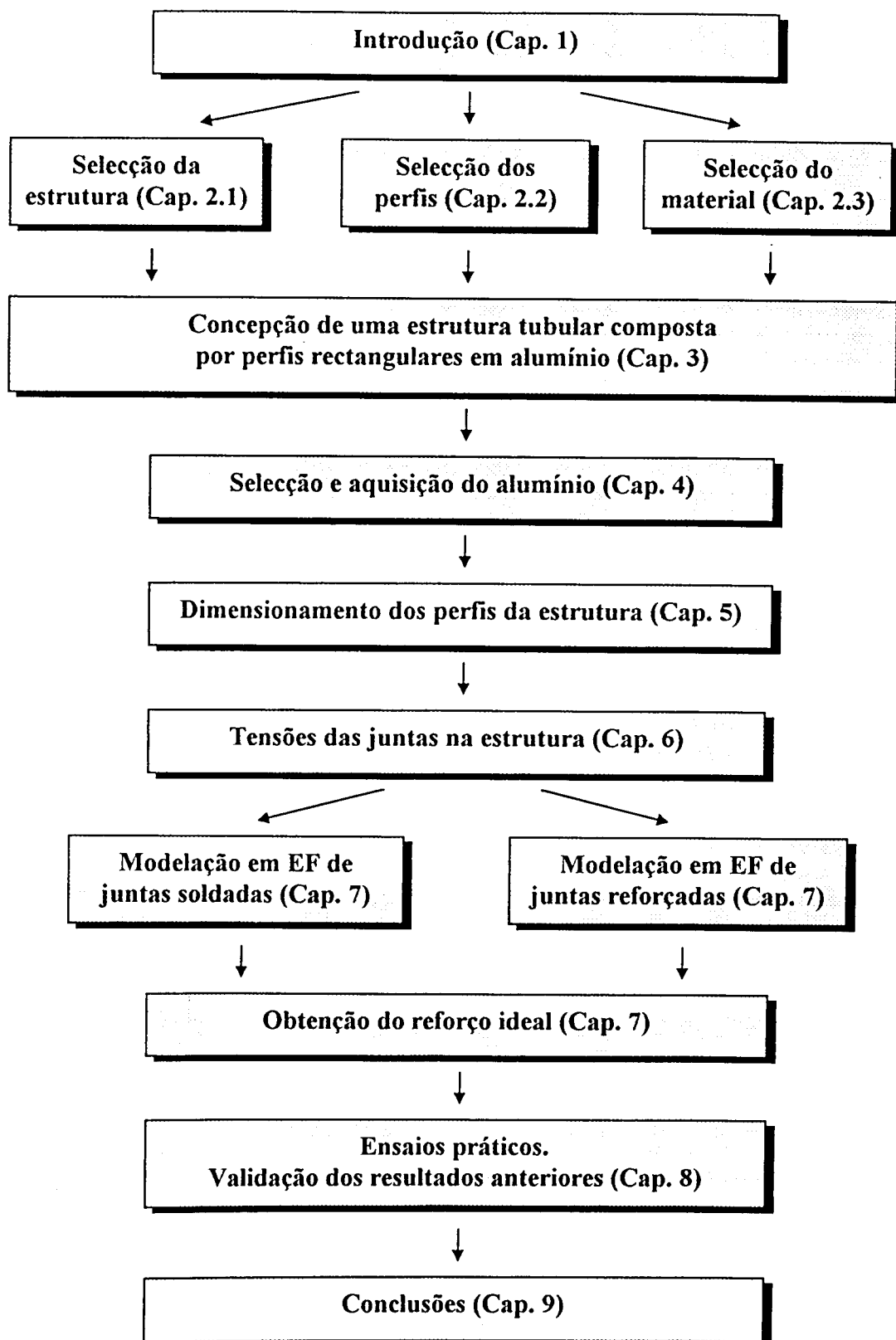
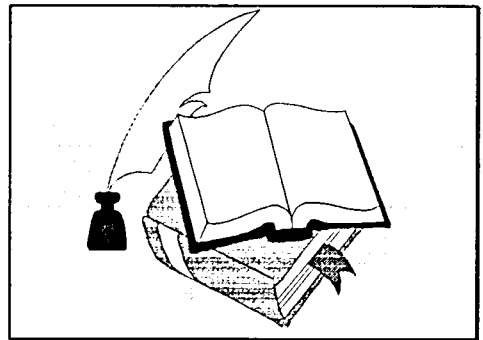


Figura 1.1 - Estrutura do trabalho



2. Definição da estrutura, do perfil e do material

Objectivo do capítulo

Neste capítulo define-se o tipo de estrutura, o perfil e o material que vai ser utilizado no veículo. Analisam-se vários tipos de estruturas automóveis (chassis de longarinas, de caixa, plataforma, monobloco e tubular), dois tipos de perfis tubulares (secção circular e rectangular) e dois materiais vulgarmente utilizados em construções estruturais (aço e alumínio), com o intuito de se encontrar a combinação estrutura-perfil-material que melhor se adapte a um veículo automóvel de pequenas dimensões para ser produzido em pequena escala.

Estrutura do capítulo

Secção 2.1 - apresentam-se vários tipos de chassis, discutem-se as características, vantagens, inconvenientes e adequabilidade de cada um deles para o projecto. Selecciona-se o mais apropriado.

Secção 2.2 - selecciona-se o tipo de perfil a utilizar na estrutura escolhida, escolhendo aquele que apresente melhor eficiência mecânica e maior facilidade de união e de introdução de reforços internos. Referem-se os tipos de perfis vulgarmente utilizados em estruturas automóveis.

Secção 2.3 - faz-se uma descrição histórica da utilização do alumínio na construção de automóveis, destacando-se o seu emprego em chassis. De seguida faz-se uma comparação geral das vantagens e inconvenientes da utilização do alumínio em componentes estruturais. Escolhe-se o material a utilizar.

Conclusões

Escolheu-se uma estrutura tubular constituída por perfis de alumínio de secção rectangular. Os factores que levaram a esta decisão, foram os seguintes: estrutura tubular: elevada eficiência mecânica, facilidade de concepção e construção, baixo custo de produção para pequenas séries; perfis rectangulares: maior eficiência mecânica, facilidade de união e de introdução de reforços internos; alumínio: baixo peso específico, boas propriedades mecânicas, possibilidade de união por vários processos e elevada resistência à corrosão. Além disso, sendo um material pouco utilizado em estruturas automóveis, torna o trabalho inovador.

2.1 Tipo de estrutura

2.1.1 Funções e requisitos de uma estrutura automóvel

O chassis de um veículo automóvel tem como principal objectivo criar uma unidade rígida e resistente (à flexão e à torção) que suporte todos os elementos do veículo, tais como os órgãos mecânicos (unidade motriz, sistemas de direcção, transmissão, etc.), carroçaria, portas, interiores e todos os restantes elementos, incluindo passageiros e carga. Além disso, deve garantir a segurança dos passageiros em caso de colisão. Sendo um veículo automóvel uma máquina que está sujeita a constantes solicitações cíclicas durante a sua vida útil, a sua estrutura deve apresentar boa resistência à fadiga e à deformação (rigidez). Um outro requisito importante num chassis é o seu baixo peso para minimizar o consumo de combustível.

Neste trabalho pretende-se dimensionar e otimizar a estrutura para um veículo automóvel de pequenas dimensões (para produções em pequena escala) para ser utilizado em recintos de tráfego controlado e onde a velocidade máxima não deva ultrapassar os 30 kmh. Estes factores levam a que na definição da estrutura se usem critérios diferentes dos de uma estrutura de um automóvel "de estrada" (velocidades elevadas, produções de várias centenas de milhar de unidades, etc.). Por essa razão, factores como a segurança passiva não serão tomados em consideração na selecção e dimensionamento da estrutura. Os critérios considerados foram os seguintes:

- eficiência mecânica da estrutura: bom comportamento mecânico (elevada rigidez e resistência mecânica) para o mínimo peso;
- simplicidade de concepção;
- facilidade e baixo custo de produção.

2.1.2 Tipos de estruturas automóveis

Faz-se aqui uma breve descrição dos principais tipos de estruturas automóveis. As informações e figuras constantes desta secção foram retiradas da bibliografia apresentada.

2.1.2.1 Chassis de longarinas

Tipos - longarinas paralelas (figura 2.1 a)
longarina central em X

Características principais - caracterizam-se basicamente por duas longarinas paralelas, utilizando travessas centrais e reforços laterais na periferia para aumentar a rigidez torsional e permitir um rebaixamento do piso do veículo. Apresentam um piso relativamente alto. O chassis com longarinas em X confere maior rigidez torsional ao veículo (ideal para veículos com carroçaria em plástico).

Com estas estruturas é fácil efectuar reparações na carroçaria e efectuar alterações nas linhas do automóvel.

Utilização - sendo estruturas muito robustas e de concepção/produção relativamente fácil e barata, os chassis de longarinas são utilizados em veículos de grande porte sujeitos a grandes esforços e onde a segurança passiva é um factor secundário (por exemplo: veículos pesados de carga).

Adequabilidade ao projecto - o principio da utilização de duas longarinas paralelas é aplicável ao projecto. Além disso, há a considerar a facilidade e baixo custo de construção associados. No entanto, existe pouca optimização de peso, pelo que deverá, se utilizada, ser alvo de modificações de optimização.

2.1.2.2 Chassis plataforma (figura 2.1 b)

Características principais - utilizam uma plataforma inferior nervurada e reforçada por longarinas longitudinais, que garantem a resistência à flexão e torsional do veículo. Consegue-se, deste modo, o rebaixamento do centro de gravidade do veículo e mais espaço útil para os passageiros. Permitem a utilização do mesmo chassis para um elevado número de carroçarias diferentes. Uma eventualmente fraca resistência torsional é ultrapassável com a utilização de vigas longitudinais e transversais de maiores dimensões e espessuras.

Utilização - alguns veículos automóveis de passageiros antigos (p. ex: *VW Carocha*).

Adequabilidade ao projecto - trata-se de uma estrutura versátil que permite a utilização de várias carroçarias diferentes e que garante a eficiência pretendida. Contudo, a eficiência é garantida através da altura das vigas utilizadas o que torna o piso do veículo mais elevado. Outro aspecto negativo desta estrutura é a complexidade de construção para um veículo de pequena série de produção (necessita de equipamentos especiais).

2.1.2.3 Chassis de caixa (figura 2.1 c)

Características principais - este chassis foi elaborado pela *Lancia* e é um aperfeiçoamento do chassis de plataforma. Através da inclusão de uma “caixa estrutural” até à altura dos vidros consegue-se aumentar a rigidez torsional do veículo sem a necessidade de aumentar as espessuras das chapas. Permite uma melhor optimização do peso.

Utilização - veículos automóveis onde a rigidez torsional tem que ser garantida até ao máximo da altura dos vidros (veículos descapotáveis e “desportivos” - p. ex: *Ferrari 408 Research Vehicle*).

Adequabilidade ao projecto - trata-se de uma estrutura cara na sua concepção e construção, pelo que não será considerada neste trabalho.

2.1.2.4 Chassis carroçaria - monobloco

Tipos - totalmente monobloco (figura 2.1 d)
semi-monobloco (figura 2.1 e)

Características principais - o chassis e a carroçaria encontram-se agrupados num elemento só. Conseguem-se, assim, a melhor rigidez e resistência torsional e à flexão e uma optimização do peso total da estrutura (a carroçaria também é utilizada como elemento estrutural). A diferença entre o chassis totalmente monobloco e semi-monobloco consiste no grau de utilização de painéis de carroçaria como elemento estrutural. A utilização de sub-estruturas em qualquer um dos dois tipos de chassis tem a função de suportar o motor e a suspensão, diminuindo a transmissão de ruídos e vibrações aos ocupantes, através da inclusão de isoladores. A plataforma base do chassis é a principal responsável pela resistência torsional e à flexão do veículo. A acessibilidade dos diversos órgãos e a facilidade de alteração de linha dependem da complexidade do desenho do chassis. Garantem uma elevada segurança passiva.

Utilização - veículos automóveis de passageiros actuais de produções em larga escala.

Adequabilidade ao projecto - pelas mesmas razões expostas na estrutura de caixa, esta estrutura não será considerada neste trabalho.

2.1.2.5 Chassis tubular (figuras 2.1 f, g)

Características principais - chassis compostos pela união de vários perfis, criando um tipo de “gaiola estrutural”. Aliam uma boa resistência e rigidez estruturais a um baixo peso (dependendo do tipo de desenho). São estruturas menos complexas e mais baratas de construir, uma vez que não necessitam de equipamentos especiais (ex: prensas). A acessibilidade dos órgãos mecânicos é boa e depende da complexidade do desenho do chassis.

Utilização - devido à elevada eficiência mecânica, estas estruturas eram utilizadas na construção de veículos de desporto [L9]. O baixo custo associado faz com que sejam igualmente escolhidas para a produção de veículos de pequena série, onde se necessite de elevada eficiência mecânica mas onde se pretenda separar o chassis da carroçaria. Hoje em dia, estruturas tubulares do tipo *space frame* são utilizadas em protótipos de veículos de passageiros, como p. ex., o *Audi ASF Concept Car* (figura 2.9). Nos veículos de transporte, são largamente utilizados perfis tubulares de parede fina no chassis, carroçaria e noutros elementos da estrutura [L13].

Adequabilidade ao projecto - estas aliam um óptimo comportamento mecânico a um baixo peso, facilidade e baixo custo de construção. Por esse motivo, considera-se este tipo como o adequado ao projecto.

2.1.2.6 Estruturas para atrelados

Características principais - as estruturas são de concepção muito simples e diversa (dependendo do tipo de utilização). Baseiam-se em chassis-plataforma formados a partir de perfis soldados (estruturas tubulares) ou utilizando longarinas longitudinais como base.

2.1.2.7 Estruturas de veículos de lazer de pequenas dimensões

Características principais - devido ao tipo de utilização destes veículos (baixa velocidade, terreno uniforme, utilização por dois ou quatro passageiros, etc.), as estruturas são muito simples e basicamente formadas por duas longarinas centrais onde são fixados os órgãos mecânicos e sobre as quais é montada a carroçaria em plástico ou fibra de vidro.

2.1.3 Selecção do tipo de estrutura

O veículo cuja estrutura se pretende projectar é um veículo de pequenas dimensões, que se pretende que seja “aberto” (sem tejadilho) e que garanta um fácil acesso dos passageiros. Assim, a resistência e rigidez estruturais têm que ser garantidas ao nível do solo. Pelos motivos apresentados acima, optou-se por uma estrutura tubular, que eventualmente poderá assentar sobre duas longarinas centrais. As razões que levaram à decisão foram as seguintes:

- elevada eficiência mecânica: através de um “jogo” de perfis de diversas dimensões e espessuras, consegue-se conferir a resistência e rigidez necessárias com um baixo peso da estrutura e baixo consumo de material, sem comprometer a acessibilidade e conforto dos passageiros. Permitem uma distribuição eficiente de material, em virtude dos elevados módulos de resistência à flexão e torção que apresentam;
- são de concepção e construção relativamente fácil e barata;
- permitem a incorporação de reforços internos nos perfis, permitindo servir como exemplo de aplicação.

2.2 Tipo de perfil

Pretende-se optar por perfis que existam no mercado, ou que sejam de fácil construção caso não existam na forma ou material desejados. Assim, considerou-se somente a utilização de perfis tubulares de secção circular e rectangular. Para a selecção do perfil fez-se um estudo onde se analisaram os seguintes aspectos:

- eficiência mecânica (secção 2.2.1);
- união dos perfis (secção 2.2.2);

*Poderei estar
afaz?
+ unidos em
perfis!*

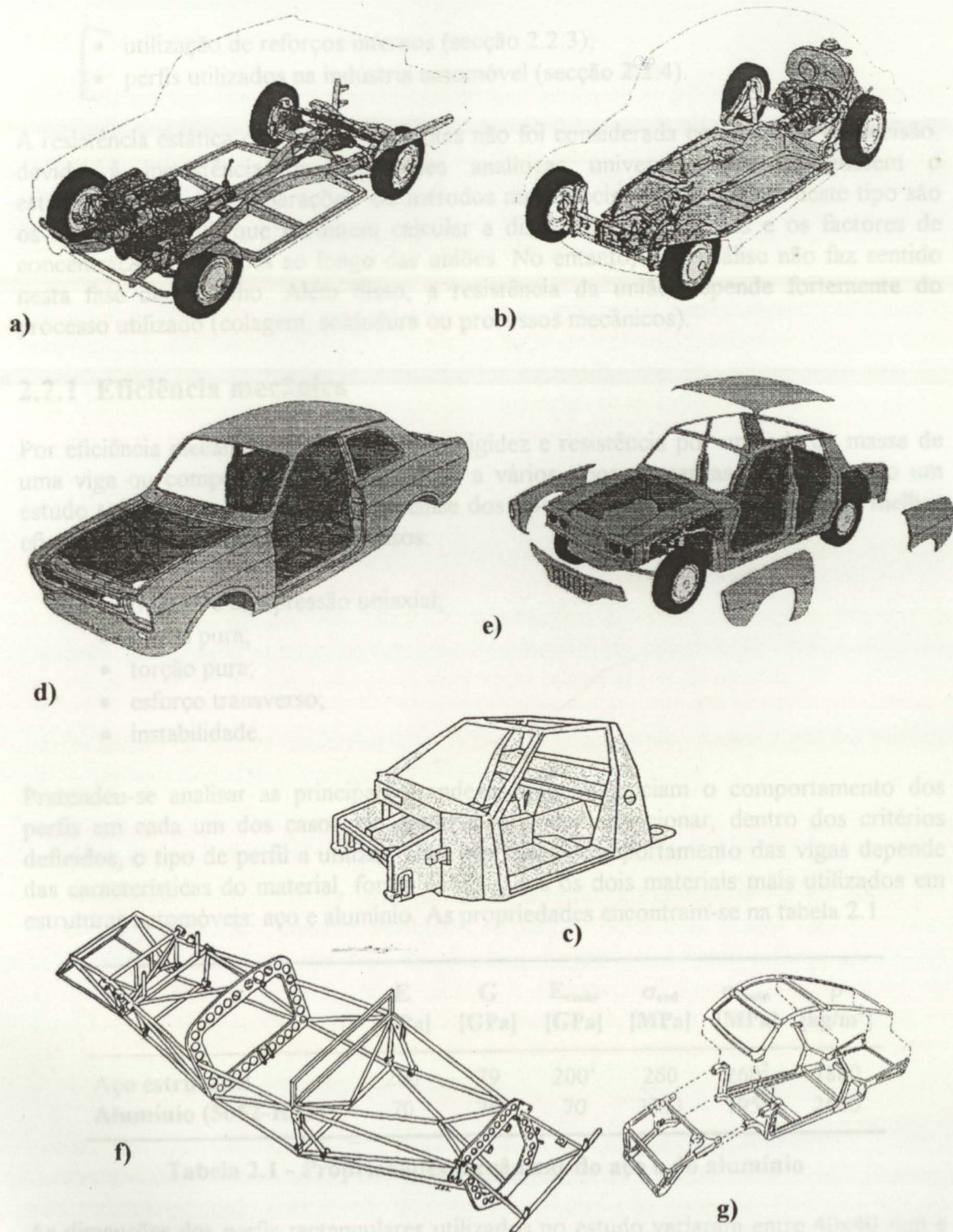


Figura 2.1 - Tipos de chassis: a) longarinas paralelas (Triumph Herald), b) plataforma (VW Carocha), c) caixa (Ferrari 408 Research Vehicle), d) totalmente monobloco (Ford Escort), e) semi-monobloco (Rover P6), f) *space frame* (Lotus Nineteen - anos 50), g) *space frame* (veículo de passageiros, anos 90)

- utilização de reforços internos (secção 2.2.3);
- perfis utilizados na indústria automóvel (secção 2.2.4).

A resistência estática e dinâmica das juntas não foi considerada como factor de decisão, devido à inexistência de expressões analíticas universais que permitissem o estabelecimento de comparações. Os métodos mais precisos para análises deste tipo são os modelos de EF, que permitem calcular a distribuição de tensões e os factores de concentração de tensões ao longo das uniões. No entanto, esta análise não faz sentido nesta fase do trabalho. Além disso, a resistência da união depende fortemente do processo utilizado (colagem, soldadura ou processos mecânicos).

2.2.1 Eficiência mecânica

Por eficiência mecânica entende-se maior rigidez e resistência por unidade de massa de uma viga ou componente, quando sujeita a vários tipos de cargas. Foi efectuado um estudo teórico que consistiu numa análise dos tipos de perfis que apresentam a melhor eficiência mecânica nos seguintes casos:

- tracção e compressão uniaxial;
- flexão pura;
- torção pura;
- esforço transversal;
- instabilidade.

Pretendeu-se analisar as principais grandezas que influenciam o comportamento dos perfis em cada um dos casos, de modo a se poder seleccionar, dentro dos critérios definidos, o tipo de perfil a utilizar. Uma vez que o comportamento das vigas depende das características do material, foram comparados os dois materiais mais utilizados em estruturas automóveis: aço e alumínio. As propriedades encontram-se na tabela 2.1.

	E [GPa]	G [GPa]	E _{comp} [GPa]	σ _{ced} [MPa]	σ _{comp} [MPa]	ρ [kg/m ³]
Aço estrutural	200	79	200 ¹	260	260 ²	7860
Alumínio (5052-H32)	70	26	70	3333	195 ²	2680

Tabela 2.1 - Propriedades mecânicas do aço e do alumínio

As dimensões dos perfis rectangulares utilizados no estudo variaram entre 40x40 mm e 100x100 mm e os diâmetros dos perfis circulares variaram entre 40 e 100 mm. Para ambos os tipos utilizaram-se três espessuras de parede diferentes: 1, 2 e 3 mm (perfis de parede fina (a, b, φ > 10t)). A escolha destas dimensões foi feita tendo em consideração as dimensões máximas e mínimas pretendidas para a estrutura do veículo.

¹ valor estimado

Al da
série C 6xxx

2.2.1.1 Metodologia

Para cada um dos cinco casos mencionados analisaram-se as grandezas que influenciam a rigidez e resistência de um perfil e identificou-se o par material/perfil que garantisse os melhores resultados, em termos de maior rigidez e menor tensão para o mínimo peso. Os casos foram analisados separadamente e os resultados são apresentados sob a forma de tabelas e ilustrações gráficas. Por forma a facilitar as comparações, definiram várias grandezas mecânicas que irão sendo apresentadas quando necessário.

No estudo efectuado consideraram-se os perfis sujeitos a carregamentos estáticos e analisou-se o seu comportamento em pontos suficientemente afastados de ligações e/ou extremidades, i.e., as tensões e deformações calculadas são os valores nominais. Na tabela A.1 e figura A.1 (Apêndice A (A.1)) encontram-se as expressões utilizadas para o cálculo de propriedades geométricas e grandezas mecânicas [L10, L11].

2.2.1.2 Tracção e compressão uniaxial

Como se pode ver na expressão para o cálculo da tensão (eq. A.13 - Apêndice A), para uma mesma tensão e força aplicada o perfil de alumínio pesa cerca de 3 vezes menos que o mesmo componente em aço (razão de densidades: $r_p = \rho_{aço}/\rho_{al} = 2,93$). Por outras palavras, para o mesmo peso do componente e igual força aplicada, as tensões máximas no componente em alumínio são cerca de 3 vezes menores que no de aço.

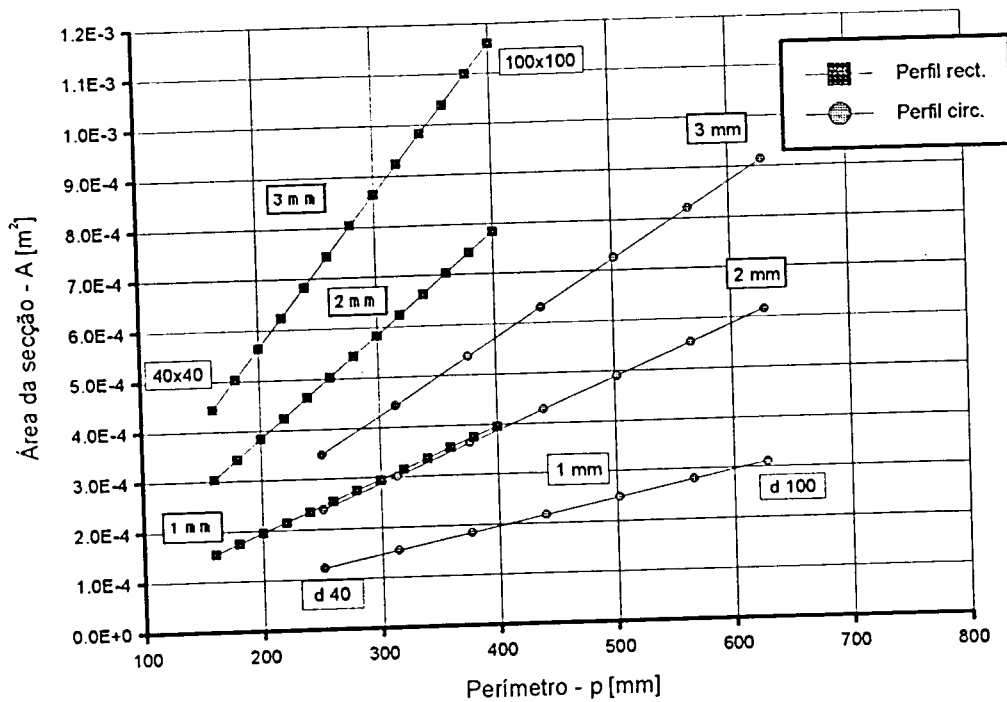
Para a análise da rigidez (deformação), criou-se uma constante - *factor rigidez à tracção* (K_{tr}) - definida por:

$$K_{tr} = \sigma_{m\acute{a}x} / P \propto 1 / AE \quad [1/N] \quad (2.1)$$

que representa a influência do peso (A) e do material (E) na rigidez de um perfil. Por meio desta constante é possível verificar que para se obter uma mesma rigidez, e uma vez que o módulo de elasticidade do alumínio é cerca de 3 vezes inferior ao do aço (razão dos módulos: $r_E = E_{aço}/E_{al} = 2,85$), é necessário utilizar um componente em alumínio com uma secção cerca de 3 vezes maior que a do aço. Devido à diferença de densidades entre os dois materiais, conclui-se que para o mesmo peso do componente a rigidez é idêntica para o aço e para o alumínio.

Assim, para o projecto de uma estrutura em que a rigidez seja o factor essencial (como é o caso de uma estrutura automóvel), e se os esforços de tracção forem predominantes, não existem vantagens (em termos de peso) na utilização de um ou de outro material. Se o objectivo consiste no projecto de componentes resistentes (tensões reduzidas), existe vantagem em se utilizar o alumínio. Em qualquer um dos casos convém, contudo, utilizar perfis que com a mesma quantidade de material (mesmo perímetro e espessura) possuam as maiores secções. Analisando a figura 2.2, onde se relaciona o perímetro de um perfil com a respectiva área da secção, conclui-se que os perfis rectangulares são os mais vantajosos (maior área para o mesmo material).

Secções
rectangulares
são as melhores!
Conclusão
a usar



Figura² 2.2 - Relação perímetro / área da seção para perfis retangulares entre 40 e 100 mm de lado e circulares com diâmetros entre 40 e 100 mm

Há um aspecto a ter em conta no domínio das tensões, que é válido qualquer que seja a carga aplicada ao perfil. Enquanto que, qualquer que seja o tipo de alumínio ou aço utilizados, os módulos de elasticidade se mantêm praticamente inalterados, o mesmo não acontece para as tensões admissíveis. Por este motivo, uma análise de resistência de um componente não tem validade se não forem indicados os materiais utilizados. Como exemplo, e utilizando os valores apresentados no início, conclui-se que para o projecto de um perfil e para uma tensão admissível $\sigma_{adm} = \sigma_{ced} / 2$ (alumínio: $\sigma_{adm} = 97,5$ MPa; aço: $\sigma_{adm} = 130$ MPa) e carga P igual, o perfil de alumínio pesa somente 2,2 vezes menos (e não 3 vezes como acima indicado). No Apêndice A (A.2) apresentam-se os cálculos que fundamentam esta afirmação.

Para a compressão uniaxial a teoria é a mesma que para a tracção uniaxial. Conclui-se, fazendo uma analogia com o exemplo acima, que para o dimensionamento de um perfil sujeito a uma mesma tensão de compressão (dentro dos limites admissíveis), e se o critério utilizado for o de maior resistência, o componente em alumínio pesa 2,2 vezes menos que o de aço. A rigidez para casos de compressão é idêntica à dos casos de tracção, uma vez que os módulos de elasticidade à compressão têm os mesmos valores. Tiram-se portanto as mesmas conclusões. No entanto, quando se projecta um

² Cada "ponto" no gráfico representa um perfil de dimensões diferentes, tendo os pontos sido ordenados em função do perímetro. A equiparação dos pontos a perfis encontra-se no Apêndice A (A.8). Nas figuras que se seguem deverá ser feita a mesma equiparação "ponto"-perfil.

componente que vai estar sujeito a esforços de compressão, tem que se considerar o fenómeno da instabilidade. Este caso é analisado na secção 2.2.1.6.

2.2.1.3 Flexão pura

No caso de perfis rectangulares, foi assumido que o carregamento M responsável pela flexão do perfil actua de forma a que as tensões normais resultantes sejam mínimas (figura 2.3).

Para o cálculo da tensão máxima de um componente sujeito a um momento flector é necessário entrar com uma grandeza geométrica da secção que varia com a forma da secção (no caso de tracção uniaxial, a forma da secção não influenciava as tensões no componente). Por essa razão, diferenciou-se a análise para as diferentes secções. Para uma melhor compreensão, criou-se uma constante, à qual se atribuiu o nome *módulo de flexão* (w_{fl}), que foi definida por:

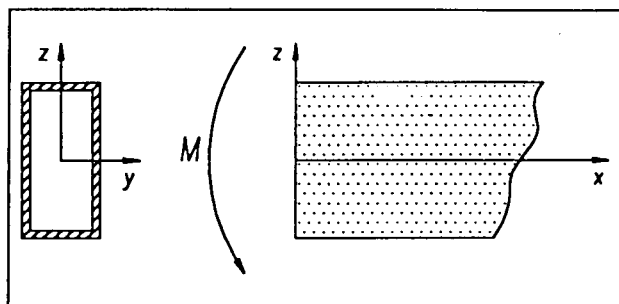


Figura 2.3 - Direcção da carga de flexão pura para perfis rectangulares

Para o cálculo da tensão máxima de um componente sujeito a um momento flector é necessário entrar com uma grandeza geométrica da secção que varia com a forma da secção (no caso de tracção uniaxial, a forma da secção não influenciava as tensões no componente). Por essa razão, diferenciou-se a análise para as diferentes secções. Para uma melhor compreensão, criou-se uma constante, à qual se atribuiu o nome *módulo de flexão* (w_{fl}), que foi definida por:

$$w_{fl} = \sigma_{\max} / M \propto c / I \quad [1/m^3] \quad (2.2)$$

e que representa a tensão máxima no material por unidade de momento aplicado (quanto menor for w_{fl} , menor é a tensão máxima do perfil para um mesmo momento flector M aplicado).

Como se pode ver na figura 2.4 (curvas vermelha e azul), que representa a relação entre o módulo de flexão w_{fl} e a massa do perfil, não existe nenhuma dependência directa de w_{fl} e o peso do componente³. Verifica-se, por exemplo, que para iguais valores de w_{fl} ($w_{fl} = 1,0 \times 10^5$) e para um perfil circular de alumínio 70x3 mm (diâmetro x espessura) o peso do componente é cerca de três vezes inferior (2,9) a um equivalente de aço com a mesma geometria. No entanto, como já foi referido no ponto anterior, há que ter em consideração as diferenças entre as tensões admissíveis dos materiais. Assim, para o aço e alumínio utilizados com as tensões admissíveis calculadas (alumínio: $\sigma_{adm} = 97,5$ MPa, aço: $\sigma_{adm} = 130$ MPa) e iguais cargas (M igual) chega-se à conclusão que o componente de aço pesa somente 2,6 vezes mais que o de alumínio para um perfil circular 60x3 mm e 2,5 vezes mais para um perfil rectangular 50x40x3 mm (ver cálculos no Apêndice A (A.3)). Podem-se, nestes casos em que os materiais são conhecidos, conceber curvas específicas, onde se representa o w_{fl} para um dado material (alumínio, por exemplo) e os $w_{fl \text{ eqv}}$ equivalentes (*módulo de flexão equivalente*) para os outros materiais, entrando assim em consideração com as diferentes tensões admissíveis dos vários materiais (figura 2.4, curva verde).

³ As escalas dos gráficos são logarítmicas

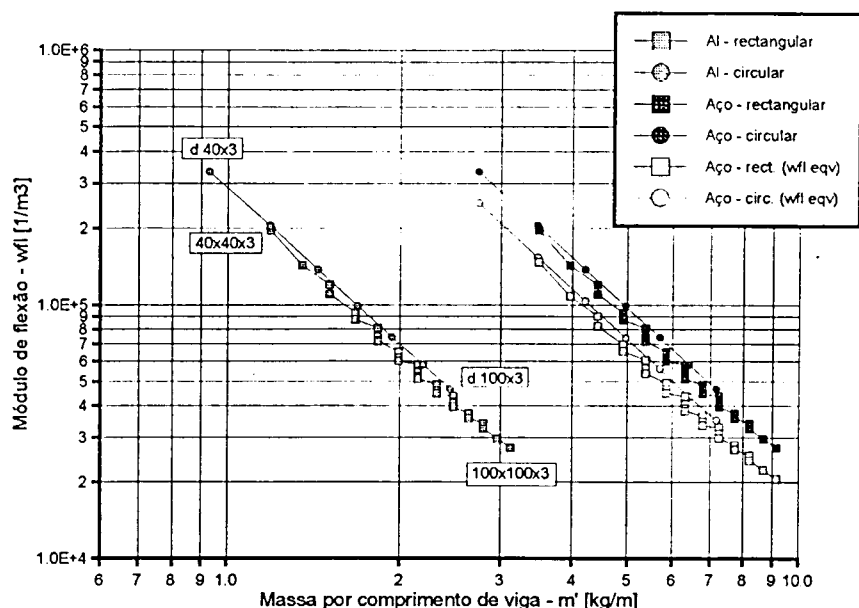


Figura 2.4 - Relação massa / módulo de flexão (w_{fl})

Da figura 2.4 conclui-se que, para uma mesma massa, os perfis de secção rectangular apresentam menores tensões que perfis circulares de iguais espessuras e material.

Para o caso de deformações (rigidez) as comparações entre perfis e materiais são mais imediatas, uma vez que as propriedades dos materiais que influenciam esta grandeza são praticamente constantes de liga para liga, dentro do mesmo material. As expressões das “deformadas” máximas são diferentes de caso para caso (Apêndice A (A.3)), mas dependem todas elas do factor $1/EI$, ao qual se chamou *factor rigidez à flexão* (K_{fl}). Quanto menor for K_{fl} , menor é a deformação da viga para um mesmo momento flector M e comprimento da viga. Analisando as figuras A.2 a A.4 (Apêndice A) que representam a evolução de K_{fl} com a massa do perfil, conclui-se o seguinte:

Figuras A.2 e A.3 - regra geral, os perfis de alumínio, sejam eles de secção rectangular (fig. A.2) ou circular (fig. A.3) apresentam, para iguais valores de K_{fl} , menores massas. Se o mais importante é utilizar perfis de pequenas dimensões, há vantagens em utilizar perfis de aço. Além disso, com perfis de aço obtêm-se deformações mais pequenas.

Figuras A.2 e A.3 - uma conclusão curiosa é o facto de se obtrem praticamente os mesmos resultados (mesmo K_{fl} para mesmo peso) em perfis rectangulares e circulares de alumínio com 3 mm de espessura e de aço com 1 mm de espessura. No parágrafo seguinte encontra-se a justificação para tal facto.

Figura A.4 - esta figura compara a rigidez com o peso em perfis rectangulares e circulares com 3 mm de espessura (aço e alumínio). O objectivo desta figura é permitir a selecção do perfil a utilizar (dentro do mesmo material) que com o

mesmo peso permita deformações menores. Conclui-se que ambas as geometrias (rectangulares e circulares) garantem praticamente os mesmos resultados, embora com perfis rectangulares se consigam os valores mínimos de deformação com dimensões exteriores menores.

Salienta-se o seguinte: seria de esperar, uma vez que o módulo de flexão w_f diminui com a quarta potência das dimensões dos perfis e a massa somente com o quadrado das dimensões, que a vantagem, em termos de peso, entre o alumínio e aço aumentasse consideravelmente com o aumento das dimensões dos perfis. Isso exprimir-se-ia em inclinações diferentes para as curvas dos diferentes materiais. No entanto, e como pode ser confirmado nas figuras no Apêndice A, isso não acontece. A explicação está no facto de se tratar de perfis de parede fina ($a, b, \phi > 10t$). Para perfis deste tipo, aumentar a espessura de 1 mm para 3 mm (3 vezes) representa aumentar a secção e os momentos de inércia cerca de 3 vezes. Este facto torna-se tanto mais exacto quanto maiores forem as dimensões exteriores dos perfis ou maior a razão lado (diâmetro)/espessura. É por este motivo, e uma vez que a razão de densidades e os módulos de elasticidade entre os dois materiais é cerca de 3 ($r_p = 2,93$, $r_E = 2,86$), que as curvas de rigidez do alumínio com 3 mm de espessura e as do aço com 1 mm de espessura se tornam coincidentes. Os factos apresentados aqui aplicam-se de igual modo para os outros casos considerados à frente. No Apêndice A (A.4) detalha-se este ponto.

2.2.1.4 Torção pura

O que se afirmou para o caso de flexão aplica-se igualmente para o caso da torção. A tensão de corte máxima também depende de um parâmetro geométrico não-linear, o momento polar de inércia (I_p). Da mesma forma, definiu-se o *módulo de torção* (w_t),

$$w_t = \tau_{\text{máx}} / T \propto c / I_p \quad [1/\text{m}^3] \quad (2.3)$$

que representa a influência da geometria do componente na tensão de corte máxima para um mesmo momento torsor T . Quanto menor w_t , menor é a tensão de corte máxima.

Para estruturas sujeitas a momentos torsores onde o requisito máximo é a resistência, é necessário conhecer concretamente os materiais para se poder obter um resultado útil. À semelhança do que se fez para o caso de flexão, traçam-se na figura A.5 os $w_{t\text{cqv}}$ para o aço ($\tau_{\text{adm}} = \sigma_{\text{ced}} / 2\sqrt{2}$ (critério de von Mises) \Rightarrow alumínio: $\tau_{\text{adm}} = 68$ MPa; aço: $\tau_{\text{adm}} = 92$ MPa $\Rightarrow r_\tau = 1,35$ - Apêndice A (A.5)), obtendo-se assim o ganho real de peso do alumínio face ao aço (ver exemplo de flexão pura).

Tal como acontece com o módulo de flexão, apesar do módulo de torção também variar com a quarta potência das dimensões dos perfis, este facto não se traduz num ganho relativo da eficiência mecânica dos perfis de alumínio relativamente aos de aço para componentes de grandes dimensões, devido a se tratar de perfis de parede fina (ver explicação na secção 2.2.1.3).

Existe uma grande diferença entre o comportamento à torção para perfis rectangulares e circulares, que se prende com o momento polar de inércia I_p de cada uma das secções. I_p é máximo para secções circulares. Para secções com outras formas, o momento polar de inércia é tanto maior quanto mais as secções se assemelharem a secções circulares. Por essa razão, os perfis circulares apresentam melhores resultados (módulo de torção vs. peso do componente), a seguir vêm os perfis quadrados e por último os rectangulares⁴.

Para a análise de rigidez torsional, criou-se o *factor rigidez à torção* (K_t), que nos indica a rigidez torsional de um componente para um mesmo comprimento e igual momento tursor aplicado.

$$K_t = \phi / T \propto 1 / GI_p \text{ [1/Nm}^2\text{]}. \quad (2.4)$$

K_t depende de G (constante para uma dada classe de materiais) e de I_p (geometria da secção). Uma vez que $r_G = r_E = 2,85$, tiram-se conclusões idênticas ao caso de flexão. Estes resultados podem ser confirmados na figura A.6, que relaciona o K_t com o peso do componente para diversas geometrias, dimensões e materiais:

- os perfis de alumínio, sejam eles de secção rectangular ou circular apresentam, para iguais valores de K_t , menores massas por comprimento da viga. No entanto, os perfis de aço garantem, para iguais dimensões e espessuras, maior rigidez;
- tanto os perfis rectangulares como os circulares apresentam os mesmos resultados (mesmo K_t para mesmo peso) com perfis de alumínio com 3 mm e perfis de aço com 1 mm de espessura (ver justificação na secção anterior);
- se se pretender escolher, dentro do mesmo material e mesma espessura, o perfil que garante maior rigidez torsional, devem-se utilizar perfis com secções circulares (ver explicação acima).

2.2.1.5 Esforço transverso

Em perfis tubulares de parede fina, a tensão de corte devido ao esforço transverso é máxima na fibra neutra, considerando-se que é uniforme ao longo da largura do perfil [L11]. No estudo feito assumiu-se que o esforço transverso V tem a direcção apresentada na figura 2.5.

O *módulo de esforço transverso* (K_{ct}), que representa a tensão de corte máxima devido ao esforço transverso por unidade de carga V aplicada, é definido por:

$$K_{ct} = \tau_{\text{máx}} / V \propto Q / It' \text{ [1/m}^2\text{]}. \quad (2.5)$$

⁴ A teoria utilizada considera que não existem constrangimentos ao empeno das secções (típicos para secções não-circulares) e que os momentos torses são aplicados nas extremidades. Para outras condições devem ser feitos ajustes que, embora pequenos, alterarão os valores indicados [L11].

As considerações que foram feitas nos pontos anteriores, quanto à necessidade de se conhecerem os materiais para se poder analisar o ganho real em peso entre dois materiais, também se aplicam neste caso, pelo que não serão detalhadas. A figura A.7 representa a relação K_{et} vs. peso do perfil para os dois materiais considerados. Analisando-se as curvas, chega-se à conclusão que os perfis de secção rectangular apresentam os melhores resultados.

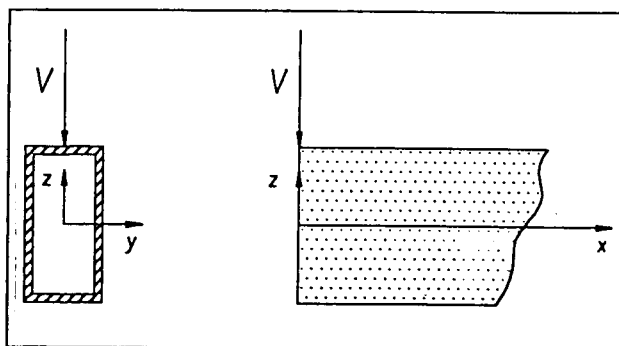


Figura 2.5 - Direcção da carga V para o esforço transversal

As deformações num perfil resultantes do esforço transversal são desprezáveis face às grandezas das deformações de flexão (não ultrapassando os 6% [L11]), pelo que não serão abordadas. Apenas se refere que as deformações são tanto maiores quanto menor for a razão largura/altura do perfil utilizado.

2.2.1.6 Instabilidade

Quando é aplicada uma força de compressão a uma coluna⁵, dois fenómenos podem suceder: i) a coluna cede devido às tensões serem superiores à tensão limite de compressão (compressão uniaxial), ou ii) a coluna flecte. A este segundo fenómeno dá-se o nome de *instabilidade*. Neste caso ir-se-á analisar a tensão crítica de instabilidade, i.e., a tensão a partir da qual uma coluna instabiliza.

Analisando os quatro principais casos de instabilidade (duas extremidades encastradas, duas extremidades apoiadas, uma extremidade encastrada e a outra apoiada e uma extremidade encastrada e a outra livre [L11]), conclui-se que em todos eles o valor da carga crítica depende das mesmas grandezas - E, I e L_e (Apêndice A (A.7)). Por essa razão definiu-se a constante *módulo de instabilidade* (w_{in}), que representa o valor da carga crítica para um igual comprimento da coluna:

$$w_{in} = P_{cri} L^2 \propto EI / A \text{ [N]}. \quad (2.6)$$

Quanto maior for w_{in} , maior é a carga crítica. Para o projecto de colunas, é necessário, de todas as formas possíveis de instabilidade, considerar aquela para a qual a carga crítica é menor (menor momento de inércia da secção, ou seja I_{zz}). Por essa razão, para a elaboração do gráfico A.8 e para perfis rectangulares, considerou-se a carga conforme a figura 2.6.

⁵ No caso de instabilidade utiliza-se a expressão *coluna*

Na figura A.8 pode-se ver a influência da geometria, dimensões e material no comportamento à instabilidade. Conclui-se que os perfis circulares resistem melhor à instabilidade do que os perfis rectangulares (para as mesmas massas), apesar destes resistirem a cargas superiores em valor absoluto. Nota-se, novamente, o que já foi comentado nos casos acima: perfis de alumínio com uma espessura de 3 mm, sejam eles rectangulares ou circulares, apresentam resultados idênticos aos perfis semelhantes em aço com 1 mm de espessura.

2.2.1.7 Conclusão

Nos pontos anteriores comparou-se o comportamento estático de vários perfis em zonas afastadas das extremidades com secções, dimensões e materiais diferentes. Analisou-se a eficiência mecânica de cada um deles quando sujeitos a 5 tipos de cargas diferentes. O objectivo foi o de se obter o par perfil/material que garantisse os melhores resultados, tendo o critério de selecção utilizado sido o do menor peso. Critérios como menores dimensões exteriores ou melhores eficiências em valor absoluto não influenciaram a decisão. Na tabela 2.2 resumem-se as conclusões obtidas.

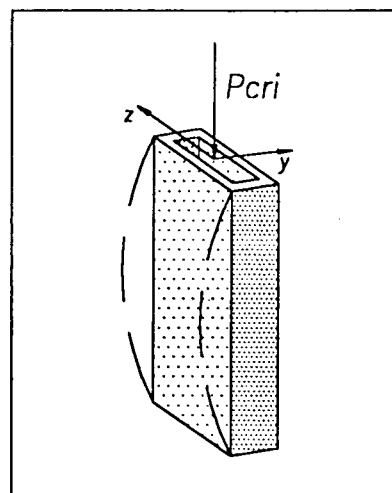


Figura 2.6 - Direcção da instabilidade de perfis rectangulares

Carregamento	Resistência/massa		Rigidez/massa	
	Secção	Material	Secção	Material
Tracção uniaxial	rectangular	alumínio	rectangular	alumínio
Compressão uniaxial	rectangular	alumínio	rectangular	alumínio
Flexão pura	rectangular	alumínio	rectangular	alumínio
Torção pura	circular	alumínio	circular	alumínio
Esforço transverso	rectangular.	alumínio	-	-
Instabilidade	circular	alumínio	-	-

Tabela 2.2 - Melhores eficiências mecânicas

Da tabela 2.2 conclui-se que os perfis de secção rectangular apresentam os melhores resultados para a maior parte dos casos analisados. Somente nos casos de torção e instabilidade os perfis de secção circular são os recomendados para aplicações estruturais. O alumínio garante sempre os melhores resultados. É necessário relembrar, que as espessuras utilizadas neste estudo variaram entre 1 e 3 mm, pois foram essas as consideradas aplicáveis no trabalho em causa. Conclui-se, também, que o alumínio só apresenta vantagens em perfis de parede fina com espessuras até 3 mm, sendo este, pois, o valor máximo a ter em consideração ao longo deste projecto.

2.2.2 União

Independentemente do processo de união utilizado (colagem, soldadura ou processos mecânicos), os perfis têm que ser primeiro preparados de modo a se adaptarem uns aos outros. A preparação consiste em cortes específicos das extremidades, os quais serão tanto mais complexos quanto maior o número de perfis se pretenda unir. Não é difícil constatar que os perfis de secção rectangular são de preparação mais fácil. Para estes é suficiente, para qualquer tipo de juntas (em T, L, K, etc.), proceder a cortes rectilíneos com as inclinações pretendidas. No caso de perfis de secção circular é necessário em certos casos (p. ex: juntas em T, K, etc.) fazer cortes “curvos”, o que obriga a operadores com experiência e equipamento mais sofisticado. O próprio acto de união (ex: soldadura) torna-se menos complicado para perfis de secção rectangular, uma vez que este não tem que ser efectuado ao longo de uma superfície curva.

2.2.3 Utilização de reforços internos

Um dos problemas das juntas de perfis é a pouca resistência associada. A perda de resistência e rigidez depende de vários factores, como o tipo de junta (factores de concentração de tensões), o tipo de material ou o processo de união utilizado. Por exemplo, no caso de juntas soldadas de alumínio, a perda de resistência do material, devida somente aos gradientes térmicos pode ultrapassar os 50% na zona afectada pelo calor [L1, L2]. No capítulo 4 far-se-ão referências a estes fenómenos. Uma das formas de ultrapassar estes problemas e devolver a resistência e rigidez à junta é a aplicação de tratamentos térmicos ou a utilização de processos alternativos de união. Estes processos alternativos consistem em reforços externos (placas, anéis) ou internos, sendo, no entanto, a solução mais habitual a utilização de perfis com maior espessura. Neste trabalho pretende-se utilizar reforços internos (capítulo 7).

Um dos reforços possíveis consiste na inserção de chapas nos perfis, nas zonas das juntas, e que funcionariam como “aumento localizado da espessura do perfil”. As chapas teriam que ter larguras iguais à dimensão interior do perfil e ser fixadas por processos apropriados (ex. colagem). Consoante o número de chapas introduzidas aumentar-se-ia, em maior ou menor grau, a resistência e rigidez da junta.

O tipo de perfil utilizado condicionará a maior ou menor facilidade de utilização de reforços deste tipo. Em perfis de secção rectangular é mais simples introduzir reforços, uma vez que a largura interna do perfil é constante. Em perfis de secção circular, a largura interior varia do zero ao diâmetro interno máximo. Se se pretender introduzir várias chapas de reforço, estas terão que ter larguras diferentes tornando o processo menos eficaz. A sua fixação é igualmente problemática. A complexidade aumenta com o número de perfis a unir por nó.

2.2.4 Perfis utilizados na indústria automóvel

As estruturas tubulares surgiram após a 2ª Guerra Mundial com o objectivo de substituírem os pesados chassis existentes. Os primeiros veículos a utilizar exclusivamente perfis tubulares no seu chassis foram veículos de competição [L9]. Os perfis utilizados eram normalmente circulares com variados diâmetros e espessuras, soldados uns aos outros. As estruturas eram produzidas em pequenas séries e executadas em pequenas garagens. Não envolviam muitos custos de equipamento, mas necessitavam de soldadores com elevada experiência [L9]. Em 1937, a *Mercedes-Benz* fabricou um veículo de competição utilizando uma estrutura *twin-tube* (tipo de estrutura tubular) utilizando perfis de secção quadrada. Em 1952, a *Mercedes-Benz* e a *Lotus* utilizaram, pela primeira vez, um chassis tipo *space frame* (tipo de chassis tubular) nos seus modelos *Mercedes-Benz 300 SL* e *Lotus Mark Six* [L9]. O sucesso destas aplicações fez com que este tipo de estruturas tivesse muita aceitação na indústria de veículos de desporto e de passageiros.

Hoje em dia utilizam-se perfis na construção de estruturas do tipo *space frame* em protótipos (principalmente de alumínio, tirando partido das vantagens que este material oferece), como no caso do *AUDI ASF Concept Car* (figura 2.7). Os perfis são especialmente extrudidos para o efeito, conferindo-se-lhes geometrias específicas para cada aplicação. Perfis tubulares são igualmente muito utilizados em estruturas de veículos de transporte de passageiros, utilizando-se perfis de parede fina de secção rectangular [L13]. Devido à diversidade de tipos de perfis utilizados em estruturas automóveis, nada se conclui para o projecto em causa.

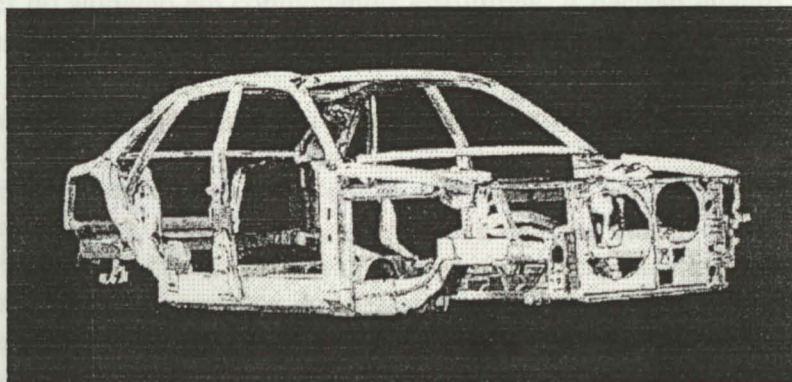


Figura 2.7 - Estrutura tubular tipo *space frame* (*AUDI ASF Concept Car*)

2.2.5 Selecção do tipo de perfil

É objectivo desta secção decidir sobre o tipo de perfil a utilizar na estrutura tubular do veículo. Para isso, fez-se uma comparação dos tipos de perfis relativamente à eficiência mecânica, à união e a possibilidade de se introduzirem reforços internos nas juntas. Por fim, e a título de exemplo, analisou-se o tipo de perfis utilizados na indústria automóvel.

Pelas razões já indicadas, o comportamento estático e dinâmico das juntas não influenciou a decisão, tendo o factor *eficiência mecânica* sido considerado o factor principal.

Chegou-se à conclusão que os perfis mais indicados são os perfis de secção rectangular. A decisão entre perfis quadrados ou rectangulares será tomada somente quando se conceber e dimensionar a estrutura (capítulos 3 e 5).

2.3 Tipo de material

Neste capítulo ir-se-à escolher o tipo de material. A decisão recairá sobre um dos dois materiais mais utilizados em estruturas deste tipo - aço e alumínio. Os parâmetros utilizados para a escolha são os seguintes:

- peso;
- comportamento mecânico;
- facilidade de união;
- resistência à corrosão;
- formabilidade a frio e maquinabilidade.

É focada a utilização do alumínio na indústria automóvel, descrevendo-se os motivos que levam ou levaram os construtores a considerar a utilização do alumínio na construção de estruturas e componentes. É feita uma comparação geral das vantagens e inconvenientes do alumínio em componentes estruturais. A decisão quanto ao material é apresentada e discutida no final do capítulo.

2.3.1 Utilização do alumínio na indústria automóvel

Desde o aparecimento do automóvel que o aço tem sido usado preferencialmente na construção dos veículos, desde chassis, carroçaria e unidade motriz até componentes da suspensão, direcção e sistema de travagem e outros componentes relacionados com segurança passiva e activa, conforto dos passageiros, etc., totalizando, nas décadas de 60 e 70, cerca de 60-70% do peso total do veículo [L6, R1]. A razão da extensiva utilização do aço prende-se com vários factores, podendo-se salientar os seguintes [L3, R8]:

- elevada resistência e rigidez mecânica;
- resistência à fadiga moderada;
- boa soldabilidade;
- elevada formabilidade;
- baixo custo do material;
- larga experiência de utilização do aço em vários sectores;
- domínio da tecnologia de produção e de projecto em larga escala.

No entanto, um dos problemas da utilização do aço prende-se com o seu elevado peso específico. Os veículos tornam-se pesados, obrigando os construtores a utilização de motores potentes com maior consumo de combustível. Factores como a crise do petróleo da década de 70 (aumento do custo dos combustíveis), razões de ordem ambiental (necessidade de redução de emissões de CO₂ e NO_x) e aumento da importância estratégica do petróleo levaram os construtores a alterar a sua filosofia de construção, numa tentativa de reduzir os consumos e a poluição. São introduzidos melhoramentos em áreas como a aerodinâmica, a resistência ao rolamento (pneus), o rendimento da unidade motriz e passa a existir a preocupação de reduzir o peso dos veículos.

Existem basicamente duas formas de se reduzir o peso de um veículo: i) otimizar o desenho convencional e ii) utilizar materiais mais leves. Durante os últimos anos, através de novos métodos electrónicos de processamento de dados, como os métodos de EF, aliados ao uso de aços de alta resistência, as estruturas e componentes dos automóveis têm vindo largamente a ser otimizados existindo, neste campo, pouca margem de manobra com vista a uma redução de peso [L3, R1]. A outra solução encontrada foi a substituição do aço por outros materiais mais leves. Devido às suas características e propriedades únicas, o alumínio surge, assim, como grande candidato.

O alumínio já era utilizado na indústria automóvel, nomeadamente como material ornamental, em painéis de carroçaria ou em outras pequenas aplicações (3-4% do peso total do veículo) [L6, R1]. O *Rover 75/90* (1949-1964) e o *Rover 2000* (1963-1976) tinham o capô, mala traseira e portas feitas em alumínio (série 2000 (AlCu) e 5000 (AlMg)). As razões que levaram a *Rover* a utilizar o alumínio foram as de ultrapassar a falta de aço que ocorreu entre 1940 e 1950 e tirar partido das vantagens do alumínio (baixo peso e durabilidade). O alumínio é ainda utilizado nos painéis de carroçaria nos modelos *Defender*, *Range Rover* e *Discovery*. Desenvolvimentos das ligas de alumínio levaram à substituição das ligas da série 5000 por ligas da série 6000 (AlMgSi) no *Discovery*. Estas ligas têm propriedades mais próximas do aço e apresentam outras vantagens no que diz respeito à reciclagem.

2.3.1.1 Utilização do alumínio em estruturas automóveis

Apesar de ser já utilizado, com razoável sucesso, em componentes não estruturais, o alumínio, como componente estrutural, tem ainda uma utilização reduzida. A razão deste fraco sucesso, para além do elevado custo, reside no reduzido módulo de elasticidade. Sendo a rigidez o principal factor a ter em conta no projecto de um automóvel, são necessárias grandes modificações a nível de projecto para se compensar a deflecção elástica adicional do alumínio. No entanto, com uma combinação de aumentos de espessuras e alterações das geometrias dos perfis utilizados é possível utilizar o alumínio como elemento estrutural [R5, L3]. Provas disso são o *Dyna Panhard* (1954), cuja estrutura (chassis tubular em liga da série 5000), incluindo portas e capô, pesava somente 98 kg [L3, R1], o *ECV3* (1982) com 50 % de redução de peso [R3], o *Austin Rover Metro* (figura 2.8), pesando apenas 74 kg (estrutura equivalente em aço: 137 kg (red: 54%)) [R5, L3] ou o *Bertone X 1/9* (red: 68%) [R3].

O máximo expoente de utilização do alumínio como elemento base para a construção integral de um veículo (chassis e carroçaria - *ASTV (Aluminum Structure Vehicle Technology)*) é o *HONDA NSX* (figura 2.9). O conjunto chassis-carroçaria pesa no total 209,6 kg [R1, P2] (60% do peso de uma estrutura equivalente em aço) e na sua construção utilizam-se três ligas da série 6000. Para conferir a rigidez necessária, é utilizada uma sub-estrutura adicional na liga 5182. Outros protótipos de veículos integralmente construídos em alumínio são o *Ferrari 428 Research Vehicle* (estrutura tipo célula central, figura 2.1 c), o *AUDI 100* (1985), o *AUDI A8* (estrutura tipo *space frame*, redução de 40% de peso), o *AUDI ASF Concept Car* (figura 2.7) e o *LOTUS ELITE*.

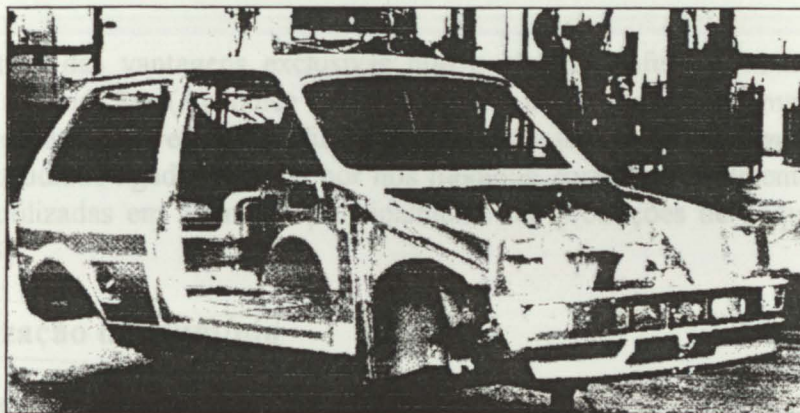


Figura 2.8 - Estrutura em alumínio do *Austin Rover Metro*

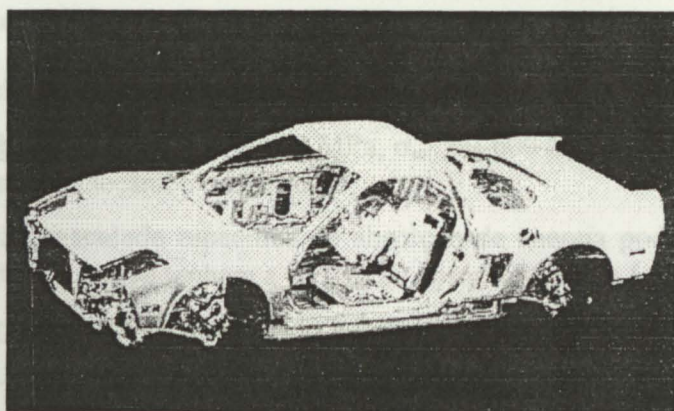


Figura 2.9 - Estrutura em alumínio do *HONDA NSX*

2.3.1.2 O alumínio hoje em dia

Apesar das vantagens que o alumínio pode oferecer, o grau de utilização é ainda relativamente reduzido, embora tenha crescido, em percentagem de peso, cerca de 200% entre 1950 (4%) e 1990 (12%⁶) [R1]. As principais razões da pouca utilização do alumínio apresentam-se em 2.3.2.2. Em 1990 eram utilizados cerca de 75 kg de alumínio

⁶ Veículos da marca *AUDI* - cerca de 6,7-11% de componentes em alumínio (1994) (R5).

num veículo de passageiros e prevê-se que no ano 2000 sejam utilizados entre 180 e 270 kg. O alumínio é, hoje em dia, utilizado em vários componentes (principalmente derivados da fundição⁷) que vão desde componentes do motor (bloco do motor, bomba de água, bomba de óleo, cabeças de cilindros, tubos de admissão e escape, êmbolos, anéis, permutadores de calor), componentes dos sistemas de travagem, transmissão, direcção e suspensão, pára-choques, painéis de carroçaria, jantes, painéis decorativos, ar condicionado, estruturas de bancos, etc. Não obstante o aumento da utilização do alumínio e outros materiais leves, a tendência geral dos automóveis é para um aumento do seu peso, devido à introdução de novos equipamentos de segurança activa e passiva (ABS, *air-bags*, etc.) e para conforto (insonorizações, aumento das áreas envidraçadas, etc.).

Tirando partido das vantagens exclusivas que o alumínio oferece, nomeadamente a extrusão e a fundição (Apêndice B), podem-se ultrapassar problemas de ordem económica, tornando viável a sua utilização. As estruturas tipo *space frame*, constituídas por perfis extrudidos ligados entre si por nós fundidos, foram especialmente concebidas para serem utilizadas em alumínio, principalmente em produções de pequena e média série [L3, R5].

2.3.2 Utilização de alumínio

Enumeram-se, neste ponto, as principais vantagens e inconvenientes da utilização do alumínio em componentes estruturais em geral, e em automóveis em particular.

2.3.2.1 Vantagens

- **Peso** - peso específico 3 vezes inferior ao do aço.
- ↳ **Resistência mecânica** - boa (σ_{ced} : 50-500 MPa, σ_{rot} : 60-600 MPa), dependendo da liga e do tratamento mecânico ou térmico.
- ↳ **Ductilidade** - boa capacidade específica de absorção de energia podendo ser utilizado em componentes que tenham a função de absorver energia (colisão).
- ↳ **Resistência à corrosão** - excelente, devido à formação da alumina (óxido protector).
- ↳ **Formabilidade** - pode ser conferida a forma desejada por praticamente todos os processos conhecidos: extrusão, fundição, estampagem, trefilagem, forjamento, laminagem, etc.. Do ponto de vista económico, os processos de extrusão (para o fabrico de secções de paredes finas) e fundição são os processos onde o alumínio apresenta vantagens particulares (Apêndice B).
- ↳ **Maquinabilidade** - é facilmente torneado, fresado, perfurado, cortado, etc., podendo-se utilizar as velocidades máximas das máquinas normalmente utilizadas.

⁷ Nos veículos alemães, dos cerca de 50-60 kg de alumínio (5% do total do peso) em 1993 (L3), cerca de 85% provêm da fundição (R1).

- **União** - pode ser unido através de um elevado número de métodos, desde processos térmicos (soldadura e brasagem) até processos mecânicos (ex: colagem).
- **Reciclagem** - o alumínio possui muitas características que o tornam bastante compatível com a reciclagem. É resistente à corrosão (conserva bastante do seu valor após o uso, exposição ou armazenamento) e é necessária pouca energia para a sua refusão, comparado com a energia necessária para a sua produção primária (relação 28:1). Além disso, a versatilidade das ligas de alumínio resultou num elevado número de composições comerciais, muitas das quais foram concebidas para tolerar contaminação de impurezas. Mesmo tipos de sucata bastante diferentes podem ser refundidos para a produção de ligas vulgarmente utilizadas em fundição, extrusão e produção de chapas. Hoje em dia, a reciclabilidade do alumínio é uma grande vantagem desta indústria na competição com outros materiais, para a fabricação de um grande número de produtos [L2].
- **Aparência** - a superfície metálica do alumínio é esteticamente agradável.

2.3.2.2 Inconvenientes

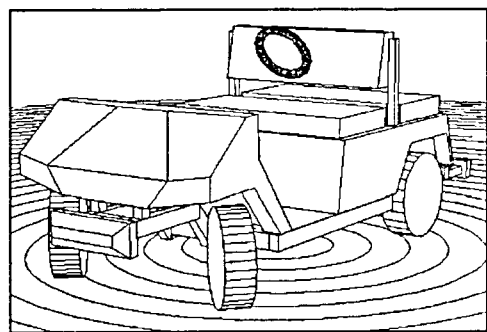
- **Rigidez** - baixo módulo de elasticidade (cerca de um terço do aço).
- **Soldadura** - apesar de serem soldáveis por praticamente todos os processos existentes, o alumínio apresenta problemas nas soldaduras, como a redução da resistência mecânica e ductilidade. Estas perdas são determinadas por um elevado número de parâmetros, nomeadamente o metal base e têmpera, liga de adição, processo e parâmetros de soldadura, tratamentos térmicos após a soldadura, tipo de junta, condições de carregamento e a presença de defeitos na soldadura [L1, L2] (capítulo 4).
- **Fadiga** - as ligas de alumínio geralmente não apresentam uma tensão limite de fadiga tão definida como o aço (σ_{fad} : 20-160 MPa para 10^6 ciclos). Regra geral, as juntas de alumínio apresentam uma resistência à fadiga cerca de 30-50% inferior à de juntas idênticas em aço [R6].
- **Formabilidade** - fraca (produção de painéis).
- **Custo** - elevado custo de fabrico e de material, cerca de 3 a 5 vezes o do aço [R1, R3]. Regra geral, o preço duplica quando o peso de um componente equivalente ao aço passa para metade.
- **União** - tecnologia de união (soldadura, colagem, brasagem, etc.) pouco desenvolvida para produções em larga escala [L3, R2, R3, R8].
- **Produção em larga escala** - pouca experiência dos projectistas e engenheiros de produção na utilização do alumínio na produção em grande escala [L3].

2.3.3 Selecção do material

Para o presente projecto, optou-se por utilizar o alumínio. As razões desta decisão foram as seguintes:

- baixo peso específico do material (factor decisivo);
- boas propriedades mecânicas (no estudo efectuado na secção 2.2, concluiu-se que o alumínio apresentava melhores resultados que o aço);
- facilidade de utilização de variados processos de produção;
- variadas possibilidades de união, apesar de apresentar problemas na soldadura;
- elevada resistência à corrosão;
- o alumínio é um material pouco usado em estruturas automóveis. Este facto torna este trabalho inovador e de interesse sob o ponto de vista teórico.

As desvantagens quanto ao elevado custo do alumínio não são relevantes neste trabalho.



3. Concepção da estrutura WIESCAT 4

Objectivo do capítulo

Este trabalho consiste no projecto da estrutura de um veículo automóvel de pequenas dimensões para ser produzido em pequena série. Neste capítulo define-se o tipo de veículo pretendido, analisando veículos semelhantes no mercado português. Apresentam-se os desenhos do veículo e da estrutura.

Estrutura do capítulo

Secção 3.1 - Introdução. Define-se o tipo de veículo que se pretende e estabelecem-se as suas características principais. Ao veículo concebido deu-se o nome de *WIESCAT 4*.

Secção 3.2 - Estado da arte. Referem-se os tipos de veículos idênticos comercializados em Portugal.

Secção 3.3 - Concepção da estrutura. Definem-se os critérios adoptados para a concepção da estrutura do WIESCAT 4, tais como facilidade de concepção e construção, fácil acesso dos passageiros e cargas, normalização de perfis, dimensões exteriores máximas dos perfis, possibilidade de alteração da estrutura, etc.. Apresentam-se os desenhos da estrutura e do veículo.

Conclusões

Concebeu-se uma estrutura tubular com comprimento entre 225 e 245 cm que permite a utilização de vários tipos de motorizações e garante a utilização até 4 passageiros. A estrutura do WIESCAT 4 é versátil, permitindo a conversão das várias versões sem necessidade de alterações significativas. Utiliza perfis rectangulares com dimensões máximas de 100x75 mm, unidos de forma simples (juntas L, T e 3D (nas 3 direcções)), sendo fácil a incorporação de reforços no seu interior. Nas figuras 3.3 a 3.5 encontram-se os desenhos do WIESCAT 4.

3.1 Introdução

O objectivo deste capítulo é a concepção da estrutura do veículo WIESCAT 4. Como foi definido (capítulo 2), a estrutura deverá ser tubular, constituída por perfis de secção rectangular. O veículo destina-se a ser utilizado em recintos de tráfego controlado, como campos de golfe, armazéns, feiras, exposições, aeroportos, condomínios, aldeamentos turísticos, zonas de lazer, etc..

A estrutura tem que estar adaptada para qualquer dos tipos de utilização acima referidos. Por exemplo, se o veículo se destinar a um armazém, a estrutura terá que suportar uma zona para carga e outra para a utilização por duas pessoas (condutor + acompanhante). Se se destinar a lazer, deverá permitir o transporte de um maior número de passageiros, não necessitando, neste caso, de uma zona para carga. Quanto à motorização, um veículo a ser utilizado num recinto coberto utilizará uma motorização eléctrica (sem emissão de gases nem poluição sonora). Além disso, não necessitará certamente de uma autonomia tão grande como um veículo a ser utilizado em recintos abertos de grandes dimensões (como um campo de golfe), onde uma motorização térmica garante maior fiabilidade. Assim, a estrutura do WIESCAT 4 terá que prever o seguinte:

- localização para motorização térmica (motor, depósito de gasolina, etc.) ou eléctrica (motor, baterias, conversor eléctrico, controlador, etc.);
- possibilidade de transporte de vários passageiros simultaneamente (máx. 4);
- zona para carga;
- utilização de vários tipos de transmissão, suspensão, direcção e pneus.

3.2 Estado da arte em Portugal

Para servir como referência quanto a dimensões, pesos, tipos de estrutura, motorizações, etc., fez-se uma pesquisa dos tipos de veículos idênticos comercializados em Portugal. Não existindo veículos com estas características sem ser em campos de golfe, visitaram-se 3 campos de golfe na região de Lisboa (Setembro de 1995). Cada um dos campos visitados utilizava um tipo veículo diferente, tendo-se chegado à conclusão que nestes campos se utilizavam os únicos modelos comercializados em Portugal. Os campos visitados foram:

Penha Longa Golf Club

- **Localização:** Quinta da Penha Longa, Estrada da Lagoa Azul - Linhó
2710 SINTRA, Tel: 924 90 22, Fax: 924 90 24
- **Carro existente:** YAMAHA (figura 3.1 a)
- **Representante:** YAMAHA PORTUGUESA
- **Preço (SET95):** 700 c. (motor de 2 tempos), 980 c. (motor de 4 tempos)

GUIA - Quinta da Marinha

- **Localização:** GUIA - Sociedade de Construções e Turismo, S.A., Quinta da Marinha, Casa 36 - 2750 CASCAIS, Tel: 486 98 81/9, Fax 486 90 32
- **Carro existente:** CLUB CAR (figura 3.1 b)
- **Representante:** GOLFE & JARDIM, Tel: (089) 39 56 92
- **Preço (SET95):** 800 - 900 c.

Quinta da Beloura - Clube de Golfe de Sintra

- **Localização:** Estrada de Albarraque - 2710 SINTRA, Tel: 924 00 21, Fax: 924 00 61. Gestão do Golfe: IBERGOLFE, S.A.
- **Carro existente:** EZ GO
- **Representante :** SILVIA, Lda., LISBOA, Tel: 397 40 10
- **Preço (SET95):** 800 - 900 c.



Figura 3.1 - Carros de golfe para 2 passageiros: a) YAMAHA b) CLUB CAR

Como se pode constatar na figura 3.1, os carros de golfe são bastante idênticos. Existem outras versões para 4, 6 ou 8 passageiros com motorização eléctrica. No entanto, devido às suas dimensões, estão fora do âmbito deste trabalho.

3.2.1 Características técnicas

Apresentam-se de seguida as principais características técnicas dos 3 veículos.

Estrutura - composta por 2 longarinas centrais em aço, que se afastam na extremidade traseira para alojamento do motor.

Motorização - 2 ou 4 tempos, arranque automático através do alternador (faz também de motor de arranque), bateria de 12 V. Cilindrada: entre 250 cm³ (YAMAHA)

e 350 cm³ (CLUB CAR). Potência máxima: ≈ 7 kW. Alimentação: carburador (YAMAHA), injeção (outros). Combustível: gasolina. Depósito: 10 - 20 l. Autonomia: uma semana.

Transmissão - caixa de velocidades (F/T). Transmissão à roda TD accionada por correia (YAMAHA), transmissão às 2 rodas traseiras accionadas por um diferencial (outros).

Suspensão dianteira - independente, braços inferiores simples, conjunto mola-amortecedor por roda (YAMAHA). Duas molas de lâminas transversais como mola e braços, amortecedores telescópicos horizontais (CLUB CAR). Independente, braços inferiores, 1 mola de lâminas longitudinais por roda (EZ GO).

Suspensão traseira - eixo rígido, conjunto mola-amortecedor vertical por roda (YAMAHA). Eixo rígido, 2 conjuntos de lâminas long., amortecedor (outros).

Direcção - directa, rodas viram quase 90°.

Travões - roda TD (YAMAHA), rodas traseiras (outros). Travão de estacionamento.

Carroçaria - plástico (CLUB CAR), fibra de vidro (outros). 2 passageiros + sacos de golfe. Capota amovível.

Rodas - rodas: 17 - 18". Jantes: 8,5 - 9,5". Largura dos pneus: 8 - 9".

Constata-se que se preferem veículos com motores a gasolina, apesar de também existirem versões com motorizações eléctricas. Este facto prende-se com a necessidade de elevadas autonomias em campos de golfe. A preferência por motores a 2 ou 4 tempos (mais ou menos potência) é função das características do terreno (inclinações). O motor e todos os outros órgãos encontram-se localizados sob o assento, o que faz com o centro de gravidade do veículo se situe na parte de trás. Na parte da frente dos veículos não existem nenhuns órgãos mecânicos. Os construtores optam por carroçarias em fibra de vidro ou plástico fixadas a uma estrutura de aço composta fundamentalmente por duas longarinas centrais, onde são fixados o motor, a suspensão e todos os outros órgãos e componentes do veículo. Os três veículos apresentam dimensões e pesos idênticos. A figura 3.2 indica as suas principais dimensões e pesos.

3.3 Concepção da estrutura do WIESCAT 4

Apresentam-se neste ponto os requisitos definidos que serviram de base para o desenho da estrutura do WIESCAT 4.

Uma vez que se pretende um veículo aberto que possa ser facilmente adaptado a cada uma das suas utilizações (secção 3.1), foi necessário conceber uma estrutura que se adaptasse tanto a recintos com pisos regulares (interiores) como a pisos irregulares (exteriores) e a velocidades até cerca de 30 km/h. Além disso, a estrutura deveria permitir a utilização de vários tipos de carroçarias, prever vários tipos de motorizações

diferentes e permitir ser utilizada por 4 passageiros ou 1 condutor + carga. Nas secções seguintes indicam-se os factores considerados na concepção do WIESCAT 4.

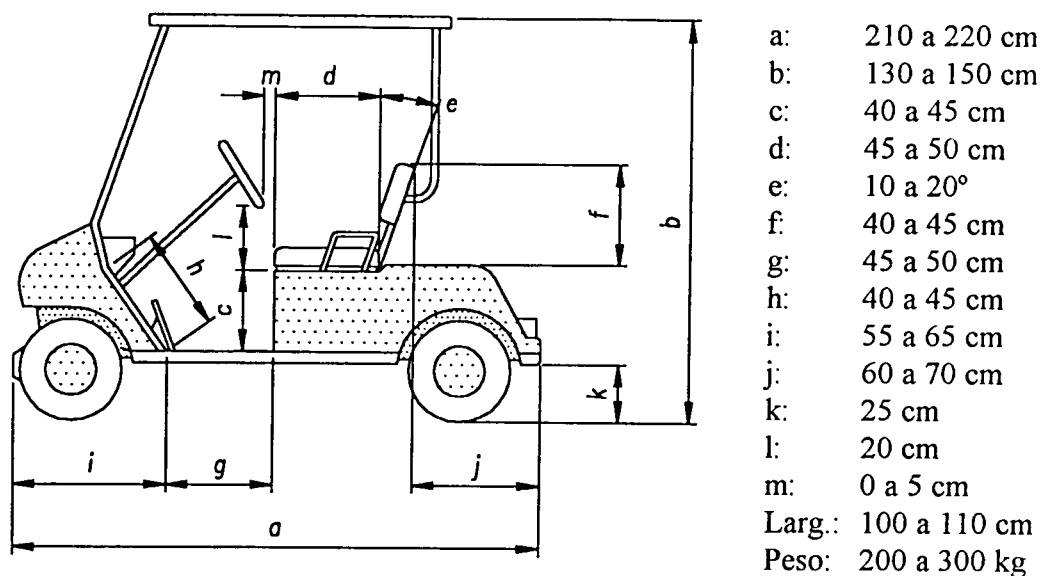


Figura 3.2 - Dimensões dos carros de golfe

3.3.1 Dimensões principais

- Comprimento máximo¹: 230 a 240 cm
- Largura máxima: 100 a 110 cm
- Altura ao solo: 20 cm
- Altura do banco (em relação ao piso do veículo): 40 a 50 cm
- Diâmetro das rodas: 17" (43 cm) (versão: campo de golfe)

3.3.2 Motorizações

Motorização eléctrica (versão: recintos fechados) - a estrutura do WIESCAT 4 prevê zonas para as baterias, motor e outros órgãos (controlador, conversor eléctrico, e órgãos mecânicos). Devido ao peso das baterias, estas encontram-se no centro do veículo, sob os bancos da frente. A zona para as baterias é ampla para poder albergar um número suficiente de baterias (0,15 m³ (1,0x0,3x0,5 m)). Existe uma zona própria para os restantes órgãos mecânicos, incluindo motor (sob os bancos traseiros).

Motorização térmica (versão: recintos abertos) - a estrutura prevê uma zona, sob os bancos, para o motor e respectivos acessórios (depósito de combustível, caixa de velocidades, diferencial, alternador, eventualmente bateria, etc.). A zona

¹ O comprimento máximo vai depender da inclusão de um estribo para os passageiros de trás. Com pesciras, o comprimento aumentará em 20 a 25 cm (versão: 4 passageiros).

prevista, na versão anterior, para as baterias pode aqui servir de zona para carga.

3.3.3 Passageiros e carga

Passageiros (versão: feira) - a estrutura concebida comporta no máximo 4 passageiros, sendo o acesso sempre fácil. Projectou-se uma estrutura para transporte de 2 passageiros nos bancos da frente e 2 na rectaguarda, virados para trás. Neste caso, aplica-se um estribo para os passageiros de trás.

Carga (versão: armazém) - se o veículo tiver como principal objectivo o transporte de carga e não de passageiros, existe uma zona plana e de fácil acesso para a carga. Esta zona encontra-se na zona dos bancos traseiros, sendo somente necessário retirá-los. Trocando o banco da frente (e respectivo encosto) por um banco para um só passageiro (condutor), amplia-se a zona de carga.

3.3.4 Outros factores

Perfis - foram utilizados perfis rectangulares com dimensões normalizadas, tendo sido previstas dimensões máximas de 100x75 mm para os perfis que constituem a base do veículo e 60x60 mm para os restantes. Somente na fase de cálculo (capítulo 5) se poderão obter as dimensões exactas dos perfis. A facilidade de fixação dos componentes da carroçaria foi tomada em consideração.

Colisão - uma vez que as velocidades do veículo não deverão ultrapassar os 30 km/h e a sua circulação será em recintos de tráfego controlado, não foram consideradas, na estrutura, zonas de absorção de energia para casos de colisão.

Versão longa - durante a fase de concepção da estrutura, foi tomada em consideração a possibilidade de construção de uma versão com chassis alongado, sem que tal alteração implique grandes mudanças na estrutura base. No WIESCAT 4 uma alteração deste tipo é possível, tendo somente que se aumentar, no valor desejado, o comprimento das vigas centrais da estrutura.

Cobertura - foram previstas zona para a fixação de uma cobertura.

Suspensão - a estrutura foi projectada de modo a poder comportar diversos tipos de suspensões à frente e atrás (ex: eixo rígido, braços paralelos, suspensão do tipo McPherson, etc.) com diversos tipos de conjuntos mola-amortecedor.

Rodas - a estrutura do WIESCAT 4 permite a utilização de pneus de piso largo, até 8" (203 cm) e permite um ângulo de viragem das rodas até 70° (versão: campo de golfe), e rodas até 17" (40 cm) de diâmetro.

As figuras 3.3 a 3.5 apresentam os desenhos do WIESCAT 4 (estrutura e veículo com carroçaria).

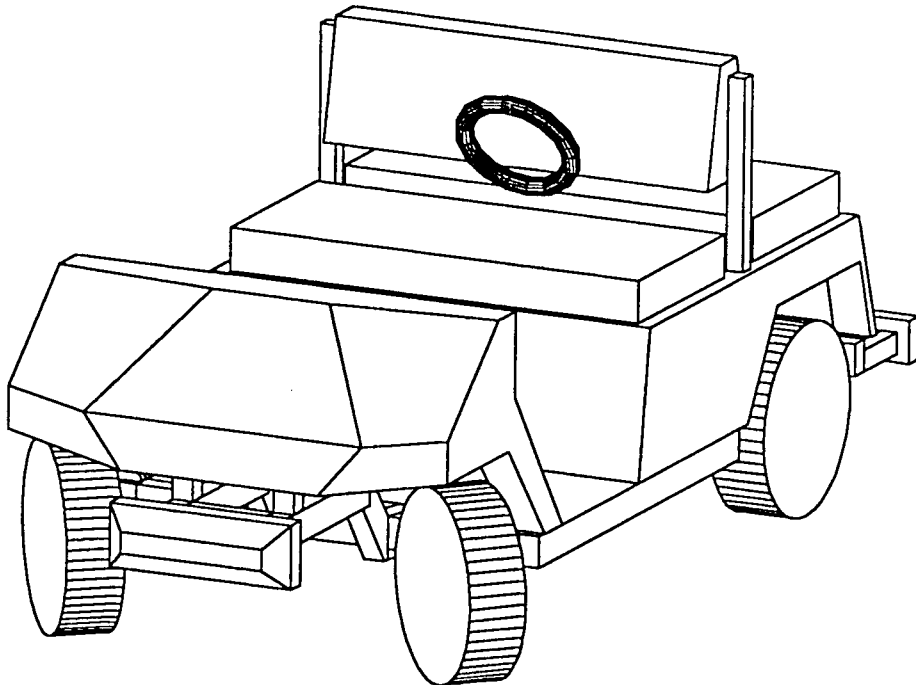


Figura 3.3 - WIESCAT 4

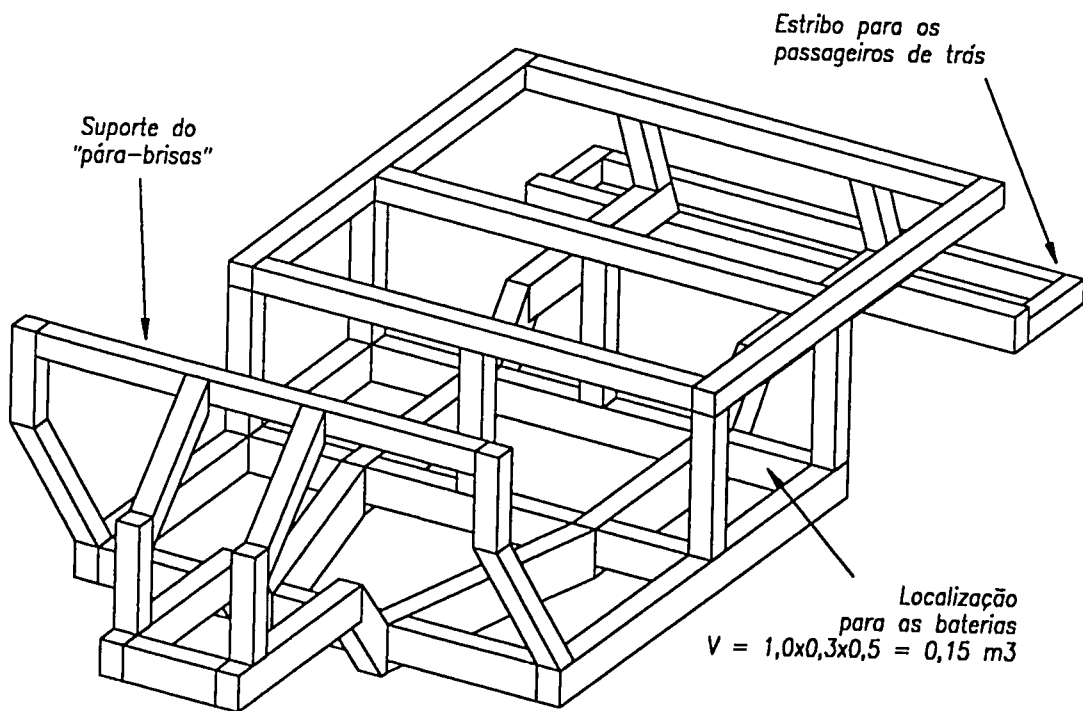


Figura 3.4 - Estrutura do WIESCAT 4

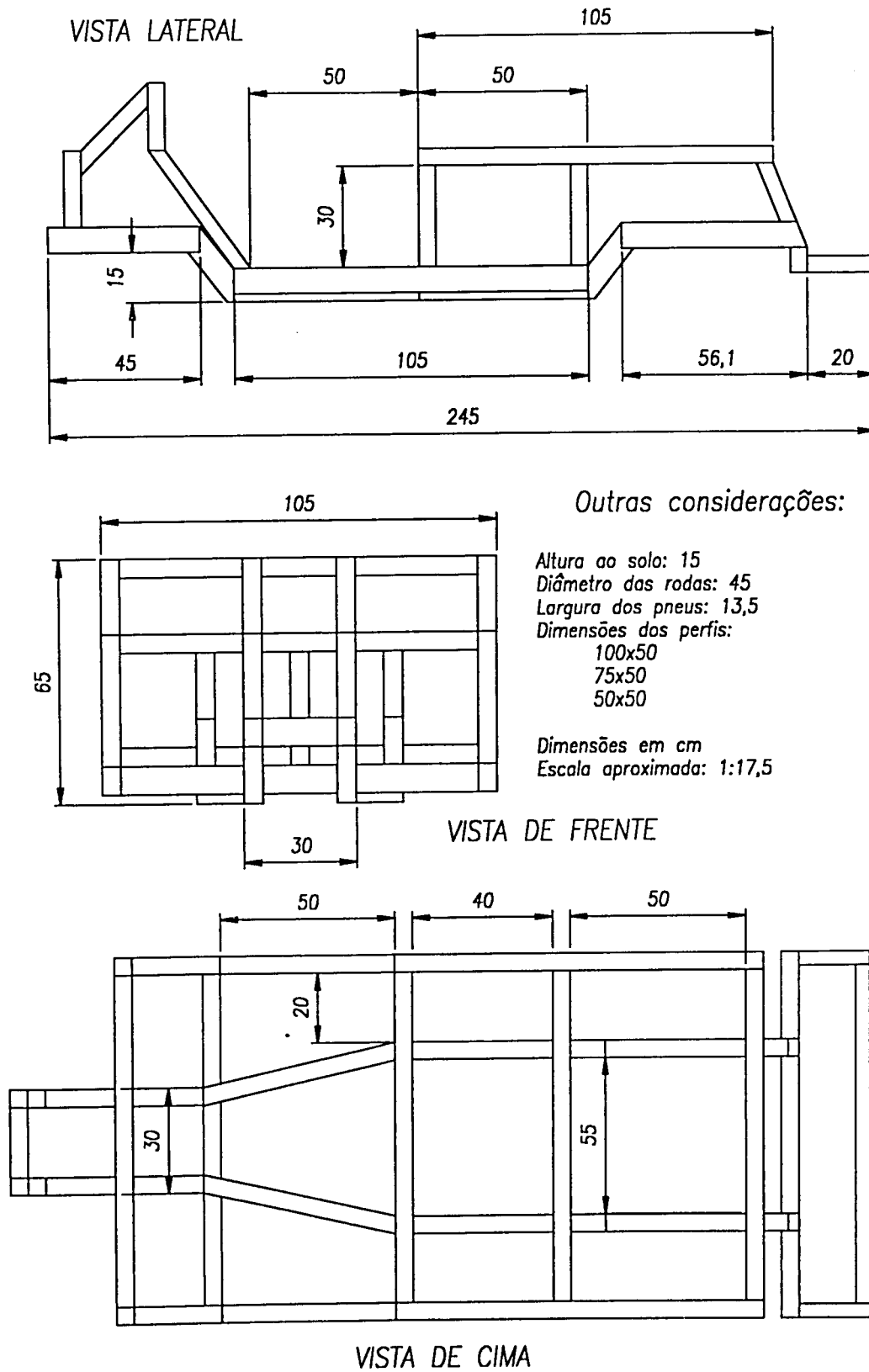
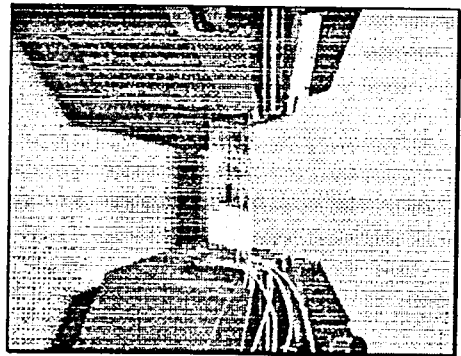


Figura 3.5 - Dimensões da estrutura



4. Selecção do alumínio e aquisição do material

Objectivo do capítulo

Neste capítulo selecciona-se a liga de alumínio que irá ser utilizada na construção dos protótipos das juntas (capítulo 8). A liga deverá ser adequada a estruturas automóvel. É feita uma introdução ao alumínio e suas ligas e comparam-se as suas características e propriedades. Analisam-se os processos e características da soldadura. Referem-se os fornecedores de alumínio contactados e descrevem-se as propriedades do material adquirido.

Estrutura do capítulo

Secção 4.1 - Introdução às diversas ligas de alumínio e aos métodos de classificação.

Secção 4.2 - Apresentam-se as principais características físicas e mecânicas do alumínio em geral.

Secção 4.3 - Abordam-se os problemas relacionados com a soldadura de alumínio, realçando-se os fenómenos da perda da resistência mecânica e ductilidade da ZAC e do metal base.

Secção 4.4 - Apresentam-se as principais propriedades mecânicas das diversas séries de ligas.

Secção 4.5 - Definem-se os critérios para a selecção da liga, nomeadamente a sua resistência mecânica, soldabilidade, formabilidade e resistência à corrosão. Analisam-se, igualmente, as ligas de alumínio vulgarmente utilizadas pela indústria automóvel na construção de chassis. Seleccionam-se as ligas candidatas.

Secção 4.6 - Apresentam-se os fornecedores contactados para o fornecimento do material e descrevem-se as características do material adquirido.

Conclusões

Das cerca de 200 ligas analisadas e comparadas consideraram-se 12 ligas (das séries 5000 e 6000) como adequadas para o trabalho, tendo-se adquirido uma chapa de 1,6 mm da liga 5052-H34 (AlMg), uma das seleccionadas. Esta liga apresenta vantagens como uma resistência mecânica suficiente, elevada formabilidade, resistência à corrosão e soldabilidade, não necessitando de tratamentos térmicos pós-soldadura para restituir as suas características.

4.1 O alumínio e suas ligas

O alumínio é o metal mais abundante na crosta terrestre e o segundo mais usado em todo o mundo. No entanto, só a partir dos finais do século XIX começou a ser fortemente utilizado em aplicações de engenharia. O atraso da sua utilização deve-se à sua grande afinidade com o oxigénio que tornava impraticável a redução dos seus óxidos. Foram as suas características únicas, tais como o seu baixo peso, propriedades físicas e mecânicas, resistência à corrosão, maquinabilidade, formabilidade e o seu aspecto atractivo que contribuíram grandemente para o aumento da sua produção em todo o mundo.

4.1.1 Ligas de alumínio

As ligas de alumínio dividem-se em duas categorias principais (*classificação pelo método de produção*): composições para fundição¹ e composições forjáveis (ou para conformação plástica). As propriedades físicas, químicas e mecânicas das ligas de alumínio dependem da sua composição e microestrutura. A adição de elementos seleccionados no alumínio puro melhora as suas propriedades, tornando a sua utilização mais vantajosa. Os elementos de liga mais usados são o Cu, Mn, Si, Mg e o Zn, podendo constituir até cerca de 10% do peso da liga.

A *Aluminum Association* desenvolveu um sistema de classificação das várias ligas. Neste sistema utilizam-se nomenclaturas diferentes para produtos para fundição e produtos forjáveis, dividindo-se as ligas em famílias (*classificação pela composição*). Para ligas forjáveis utiliza-se um conjunto de quatro dígitos, distinguindo-se as famílias de ligas da seguinte forma:

- série 1000 - alumínio comercialmente puro;
- série 2000 - principal elemento de liga: Cu;
- série 3000 - principal elemento de liga: Mn;
- série 4000 - principal elemento de liga: Si;
- série 5000 - principal elemento de liga: Mg;
- série 6000 - principais elementos de liga: Mg e Si;
- série 7000 - principal elemento de liga: Zn;
- série 8000¹ - principal elemento de liga: Li;
- série 9000 - reservado para uso futuro.

Em cada de uma das categorias é feita uma distinção suplementar baseada no mecanismo primário de desenvolvimento das propriedades (*classificação pelo tratamento*). Distinguem-se as ligas sensíveis a tratamentos térmicos (STT) e as ligas insensíveis a tratamentos térmicos (ITT).

¹ Não são analisadas neste trabalho.

As ligas STT (2000, 6000 e 7000) são ligas que respondem a tratamentos térmicos baseados em solubilização de fase. Tais tratamentos incluem a solubilização, a precipitação e o endurecimento por envelhecimento. São constituídas por uma solução sólida e por uma pequena percentagem de elementos de liga (Cu, Mg, Zn, Si e Li) precipitados como partículas endurecidas. Nestas ligas, é possível proceder a tratamentos térmicos (TT) para se aumentar a sua resistência final, sendo a combinação dos elementos de liga e dos TT's e mecânicos que confere as características desejadas às ligas, tais como resistência mecânica, dureza, resiliência e resistência à corrosão. A designação da têmpera, que normalmente acompanha a designação da liga, é usada para descrever o historial térmico e mecânico do material (H - endurecimento por trabalho mecânico, T - sequência de TT's, O - recozimento).

Nas ligas ITT (1000, 3000, 4000 e 5000) os elementos de liga são dispersados em solução sólida, sendo a liga endurecida por conformação plástica. A resistência inicial das ligas ITT depende dos efeitos de endurecimento dos elementos Mn, Si, Fe e Mg. Estas ligas são incapazes de formar precipitados de segunda fase para aumentarem a sua resistência. Por esta razão, não atingem valores de resistência tão elevados como as ligas STT. O aumento de resistência é garantido pelos vários graus de conformação a frio aplicados (H - conformação a frio, O - recozimento/recristalização).

4.2 Propriedades do alumínio

4.2.1 Resistência à corrosão

Devido ao seu elevado poder redutor, o alumínio oxida-se com o ar formando exteriormente uma camada de alumina que o protege contra a corrosão de vários agentes (ácido nítrico, ácido carbónico, compostos de enxofre e de hidrocarbonatos, óleos e substâncias orgânicas). No entanto, é atacado pela água do mar, pelas bases alcalinas (sódio e potássio) e alguns óxidos como os ácidos clorídrico e fluorídrico [L2, L3].

4.2.2 Propriedades físicas

A propriedade física mais relevante do alumínio para construções mecânicas é o seu baixo peso específico (entre 2640 e 2850 kg/m³) [L1, L2]. O seu ponto de fusão situa-se entre os 500 e os 650° C. Apresenta uma excelente condutividade eléctrica, cerca de duas vezes superior à do cobre, e uma elevada condutividade térmica. Além disso é não-ferromagnético, não-pirofórico (não inflamável) e não-tóxico.

4.2.3 Acabamentos

A superfície metálica do alumínio é esteticamente agradável mesmo sem que tenha sido aplicado qualquer tratamento posterior. A camada protectora de óxido é transparente e pode ser aumentada (em espessura) por anodização sem que se afecte a aparência do

metal. O alumínio reage positivamente a um grande número de acabamentos que tornam a sua superfície desde rugosa até mate ou espelhada. Estes acabamentos podem ser agrupados em quatro categorias: acabamentos mecânicos, químicos, electrolíticos e revestimentos não-electrolíticos [L2].

4.2.4 Formas produzidas

Uma outra grande vantagem do alumínio é a sua excelente maquinabilidade e formabilidade a frio. Pode-lhe ser conferida a forma desejada por praticamente todos os processos conhecidos, incluindo extrusão, forjamento, fundição, estampagem e maquinagem (Apêndice B). Podem-se igualmente utilizar processos como a metalurgia do pó (powder metallurgy) e compósitos metálicos (metal-matrix composites) [L1, L2, L3].

4.2.5 Propriedades mecânicas

As principais propriedades mecânicas do alumínio são as seguintes²:

- Tensão de cedência (σ_{ced}): **30** (1060-O) a **505 MPa** (7075-T6)
- Tensão de rotura (σ_{rot}): **70** (1060-O) a **570 MPa** (7075-T6)
- Tensão limite de fadiga³ (σ_{fad}): **20** (1060-O) a **160 MPa** (7075-T6)
- Extensão de rotura⁴ (ϵ_{rot}): **3** (3105-H18) a **43%** (1060-O)
- Módulo de elasticidade (E): **69 - 74 GPa**

As ligas de alumínio perdem uma parte substancial das suas propriedades (resistência) a temperaturas superiores a 200° C. Para temperaturas criogénicas, a maioria das ligas apresenta pequenas alterações nas suas propriedades. As tensões de cedência, rotura e de fadiga aumentam, a elongação diminui ligeiramente e a resistência ao impacto mantém-se constante (não apresenta uma transição dúctil-frágil). As ligas de alumínio geralmente não apresentam um limite de fadiga tão definido como as ligas aço-carbono.

4.2.6 Processos de união

O alumínio pode ser unido através de um elevado número de processos, desde processos térmicos (soldaduras e brasagem) até processos mecânicos (aparafusamento, rebitagem, cravagem, etc.) e colagem. A selecção do processo mais adequado depende de vários factores, nomeadamente a resistência pretendida, o tipo de união pretendida (permanente ou amovível) e a aparência desejada.

² Para um universo de 171 ligas com diversos tratamentos térmicos e mecânicos [L1, L2].

³ Para 5×10^8 ciclos, $R = -1$.

⁴ Em provetes de 50 mm, espessura: 1,6 mm.

4.3 Soldadura de alumínio

O alumínio pode ser soldado por praticamente todos os processos, como a soldadura por arco (GTAW, SMAW, GMAW, EGW, etc.), por laser, por feixe de electrões, por plasma, por resistência, por fricção, por pressão, por explosão e ultrassónica. A escolha de cada um destes processos depende de vários factores como as ligas a soldar (microestrutura), as entregas térmicas desejadas, as espessuras do material e o grau de automatização desejado. Os métodos mais usados são a soldadura por arco com gás protector (GSAW), nomeadamente o TIG (GTAW) e o MIG (GMAW). Na determinação da soldabilidade de uma liga de alumínio, a composição química da liga é o factor mais importante. Outros factores que influenciam a qualidade e resistência da soldadura são descritos em seguida [L1, L2, L3].

4.3.1 Camada de óxido

Devido às suas características físicas (isolante eléctrico e temperatura de fusão superior à do alumínio), a camada tenaz de óxido tem que ser removida através de processos químicos ou mecânicos (escovagem, jacto de água, etc.) antes de se efectuar uma soldadura. Se a camada de óxido não for removida, podem ficar retidos fragmentos de óxido no cordão da soldadura, causando perda de ductilidade e de fusão e originando mesmo fissuras ou fracturas na soldadura. Quando se usam processos de soldadura GMAW, a camada natural de óxido no alumínio é suficientemente fina para ser eliminada através da limpeza catódica, se se utilizar corrente contínua com polaridade inversa (eléctrodo positivo) ou se se utilizar corrente alterna. O uso de gases protectores, como o Ar ou o He, evita a formação de uma nova camada de óxido [L1, L2].

4.3.2 Solubilidade do hidrogénio

A grande diferença de solubilidade do hidrogénio no alumínio líquido (grande solubilidade) e no alumínio sólido (quase nenhuma solubilidade) é a causa primária das porosidades existentes nas soldaduras de alumínio (fissuração a frio). O hidrogénio que ultrapassa o limite de solubilidade efectivo forma porosidades se não escapar das soldaduras em solidificação. O processo de soldadura utilizado, a posição de soldadura (vertical, horizontal, etc.) e os parâmetros de soldadura alteram a quantidade de porosidades nos cordões de soldadura. A melhor forma de se reduzirem as porosidades nas juntas soldadas de alumínio é a eliminação das fontes de hidrogénio. Devem-se preparar as peças a serem soldadas, utilizar um gás protector eficaz e ter um armazenamento cuidadoso do metal de adição (principal fonte de hidrogénio) [L1, L2].

4.3.3 Característica térmicas

As características térmicas são as propriedades que mais afectam uma soldadura. A condutividade térmica do alumínio é cerca de quatro vezes superior à do aço. Apesar da sua temperatura de fusão ser inferior à do aço, tem que se fornecer maiores quantidades

de calor para se conseguir efectuar as soldaduras. No alumínio, o coeficiente de expansão térmica é cerca de duas vezes superior ao do aço e as soldaduras contraem cerca de 6% durante a solidificação [L1]. Estas duas características, aliadas à elevada gama de temperaturas de solidificação, podem causar problemas como distorções térmicas (empeno das peças soldadas) ou o surgimento de fissuras nas soldaduras. Distingue-se entre *solidification cracking* e *liquation cracking* dependendo da localização e do mecanismo responsável pela fissuração [L1, L2]. A sensibilidade de fissuração de liga de alumínio é devida especialmente ao elevado número de elementos de liga. A utilização de ligas de adição adequadas (controlo da composição do metal da soldadura), fixações apropriadas (diminuição de constrangimentos), preparações pré-soldadura (ex: fixar as peças convenientemente, “pingá-las” antes de se soldar) e a escolha de processos com pequenas entregas térmicas ou velocidades elevadas minimizam a sensibilidade de fissuração [L1, L2].

4.3.4 Condutividade eléctrica

A condutividade eléctrica tem pouca influência em soldaduras por fusão mas é uma propriedade muito importante em soldaduras por resistência. A condutividade eléctrica do alumínio é superior à do aço, o que faz com que se tenham que aplicar maiores correntes eléctricas para produzir o mesmo efeito [L1, L2].

4.3.5 Características ferro-magnéticas

As características não-magnéticas do alumínio minimizam o problema de *arc blow* e fazem deste metal um material adequado para ser utilizado como dispositivo de fixação, quando se efectuam soldaduras de outros materiais [L1, L2].

4.3.6 Degradação da zona afectada pelo calor (ZAC)

A zona afectada pelo calor (ZAC) surge junto da zona de fusão e resulta na degradação das propriedades mecânicas do metal, qualquer que tenha sido o TT aplicado, que não o recozimento. Esta degradação é causada pela modificação microscópica associada às elevadas temperaturas existentes nessa zona. Em ligas STT, a ZAC caracteriza-se por uma redistribuição dos precipitados. Apesar das ZAC's serem diferentes em cada série de ligas, as suas extensões e características dependem sempre da temperatura. Em ligas STT, é a ZAC que “definirá” a resistência da junta. Em ligas da série 2000 (ex: 2219-T87) existe uma diminuição da resistência do material na ZAC. Em ligas da série 6000, a alteração da microestrutura da ZAC contribui para um aumento da dureza nessa zona (figura 4.1) [L1, L2].

O processo de soldadura e os parâmetros de soldadura utilizados determinam a extensão da degradação do metal base. Elevadas entregas térmicas aumentam o grau e a largura da ZAC. Este facto é especialmente verdadeiro em ligas STT, como se pode constatar na figura 4.2 (soldaduras da liga 6061-T6 com diferentes entregas térmicas). Nessas ligas, a degradação da ZAC pode ser diminuída através de uma soldadura com múltiplas

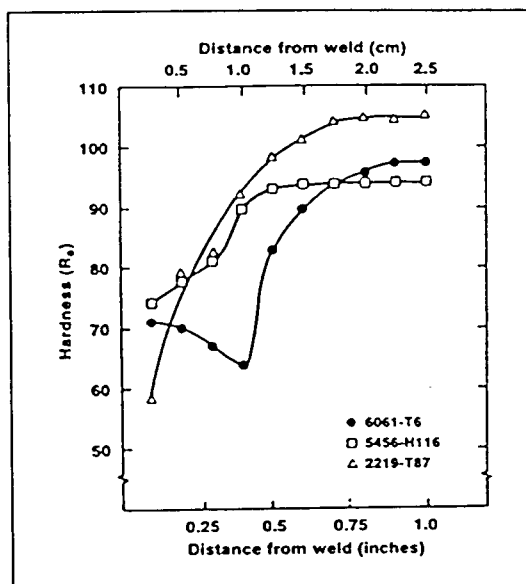


Figura 4.1 - Perfis de dureza na ZAC em juntas soldadas com processos GTAW com entregas térmicas constantes (esp. chapas: 3 mm)

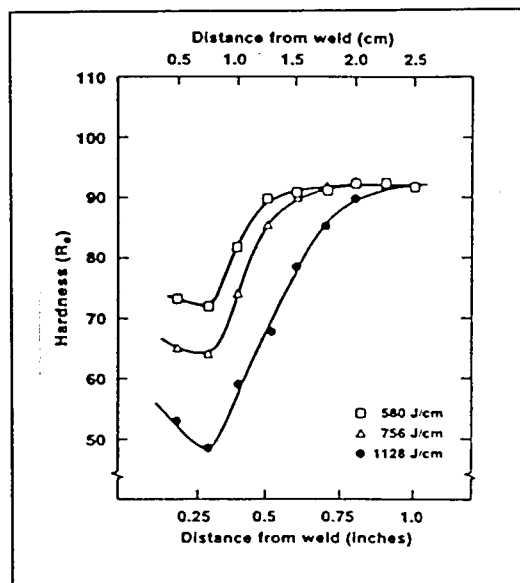


Figura 4.2 - Perfis de dureza na ZAC em juntas soldadas por processos GTAW para várias entregas térmicas

passagens (técnica de soldadura), com um controlo apertado da temperatura da soldadura em cada passagem e com a eliminação de pré-aquecimentos, pois estes diminuem o grau de amolecimento da junta [L1, L2].

Os TT's após a soldadura (TTPS) podem ser usados para aumentar a resistência da ZAC nas ligas STT. Os TTPS's incluem tratamentos de solubilização, envelhecimento e envelhecimento pós-soldadura. No entanto, há que ter em consideração que o metal base pode não reagir da mesma forma que a ZAC a um TTPS, e perder parte da sua resistência mecânica (figura 4.3, liga 6061-T6). As ligas da série 7000 possuem a característica de envelhecerem naturalmente (a temperaturas ambientes) na ZAC. Porém, são necessários cerca de 14 dias para se dar esta recuperação de resistência. Na tabela C.1 (Apêndice C) encontram-se valores típicos da resistência de soldaduras de algumas ligas de alumínio antes e após a aplicação de TTPS's [L1, L2].

Quando ligas ITT são soldadas surgem igualmente alterações microscópicas na ZAC. Ao contrário das ligas STT, cujos precipitados endurecidos se podem dissolver ou crescer, os "estragos" na ZAC nas ligas ITT limitam-se à recuperação, recristalização e crescimento do grão. Assim, a perda de resistência mecânica na ZAC em juntas ITT não é tão severa como em ligas STT (figura 4.1), não sendo necessário aplicar TTPS's para devolver parte da resistência. A eficiência das juntas soldadas é maior nas ligas ITT - entre 80 e 90 % (tabela C.1). Em ligas ITT, é o metal de soldadura a zona mais fraca, ao contrário das ligas STT, onde é a ZAC que é mais enfraquecida durante uma soldadura.

A ductilidade das soldaduras é excelente nas ligas ITT quando são utilizados metais de adição semelhantes ao metal base. Soldaduras de ligas STT não apresentam valores tão elevados como as ligas ITT. As ligas da série 2000 apresentam a menor ductilidade das ligas STT junto da zona de fusão. As ligas da série 6000 e 7000 têm boa ductilidade. Regra geral, TTPS's reduzem a ductilidade das juntas em ligas STT [L1, L2].

A resistência à corrosão das ligas de alumínio não é significativamente alterada por influência do calor gerado numa soldadura. No entanto, em algumas ligas a resistência à corrosão pode diminuir devido às tensões residuais resultantes do processo de soldadura. As ligas da série 6000 não perdem a resistência à corrosão. As ligas das séries 2000 e 7000, devido ao seu teor de Cu e Zn em quantidades consideráveis, perdem parte da resistência à corrosão. A corrosão é normalmente localizada e depende do metal base, metal de adição e estrutura da ZAC. Tratamentos de solubilização e envelhecimento pós-soldadura podem devolver a sua resistência à corrosão. Pinturas e metalizações com alumínio selecionados reduzem a sensibilidade do material à corrosão.

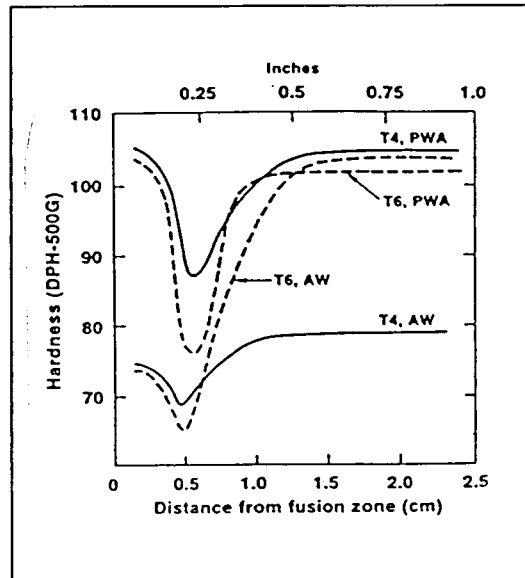


Figura 4.3 - Perfis de dureza na ZAC em ligas 6061-T4 e T6 com (PWA) e sem TTPS's (AW)

4.3.7 Liga de adição

O tipo de liga de adição utilizado tem um papel importante na definição das características da soldadura. Propriedades como resistência da junta, ductilidade, tenacidade, resistência à corrosão, comportamento aos TTPS's, susceptibilidade de fissuração e a cor do metal base e do metal de adição após a anodização são definidas pela combinação do metal base e de adição. Existem matrizes para a seleção da liga de adição apropriada para variados processos e condições de soldadura. Em soldaduras de ligas ITT podem-se utilizar normalmente ligas de adição com a mesma composição que a do metal base. Porém, este procedimento não é aplicável em ligas STT, uma vez que tal facto pode aumentar a sensibilidade de fissuração da soldadura [L1, L2].

4.4 Propriedades e características das ligas

No apêndice C (C.2) apresentam-se as principais propriedades mecânicas e aplicações típicas das diversas séries de ligas de alumínio.

4.5 Critérios de selecção

Passamos agora à selecção das ligas mais adequadas para a construção dos protótipos das juntas a utilizar na estrutura do WIESCAT 4. Pretende-se que a liga tenha uma tensão de cedência mínima de 200 MPa, boa soldabilidade para processos GSAW (como o TIG) e apresente boa formabilidade a frio. Além disso, a liga deve apresentar boa resistência à corrosão.

Começou-se por rejeitar as ligas que não satisfaziam as características pretendidas. No Apêndice C (C.3) apresentam-se as etapas deste processo de selecção. Analisaram-se cerca de 70 ligas diferentes (200-250 ligas, se incluirmos os diferentes tratamentos térmicos e mecânicos) mencionadas na bibliografia indicada [L1, L2]. Foram igualmente tomadas em conta as ligas vulgarmente utilizadas pela indústria automóvel na construção de chassis e carroçarias (tabela C.2 - Apêndice C).

As ligas analisadas foram as seguintes: 1050, 1060, 1100, 1145, 1199, 1350, 2011, 2014, 2024, 2036, 2124, 2218, 2219, 2618, 3003, 3004, 3105, 4032, 4043, 5005, 5050, 5052, 5056, 5061, 5083, 5086, 5154, 5182, 5252, 5254, 5262, 5351, 5356, 5454, 5456, 5457, 5652, 5657, 6005, 6009, 6010, 6061, 6063, 6066, 6070, 6101, 6151, 6201, 6262, 6351, 6463, 7005, 7049, 7050, 7052, 7075, 7175, 7178, 7475.

Após a selecção, consideraram-se as seguintes ligas como adequadas ao projecto:

- série 5000 : **5052, 5083, 5086, 5154, 5182, 5252, 5454**
- série 6000 : **6009, 6010, 6061, 6063, 6070**

4.6 Aquisição de material

As juntas a ensaiar são compostas por perfis de alumínio de secção rectangular. Uma vez que não existem no mercado perfis nos materiais seleccionados, há a necessidade de os fabricar através de quinagem e colagem de chapa. Além disso, necessita-se de chapa para a construção dos reforços a utilizar nos ensaios. Assim, foram contactadas as seguintes empresas fornecedoras de chapa de alumínio:

1 - Empresa: OGMA, SA

Tel: (01) 958 10 00 - ext. 33025

Fax: (01) 957 91 37

3 - Empresa: AVIAJACTO

Fax: 757 77 17

5 - Empresa: D. Garcia

Fax: 347 13 40

2 - Empresa: NOVA SIMNOR, SA

Tel: (02) 610 14 44

Fax: (02) 610 13 50

4 - Empresa: IEMA

Fax: 757 63 67

6 - Empresa: Teixeira Fidalgo, Lda.

Fax: 457 71 09

7 - Empresa: FRALIBRA

Fax: 885 34 30

8 - Empresa: ANEGE

Fax: 457 43 15

Das empresas consultadas, somente se obteve resposta das OGMA (Indústria Aeronáutica de Portugal, S.A.), NOVA SIMNOR, S.A., FRALIBRA e Teixeira Fidalgo, Lda.

Para a execução dos ensaios, pretendia-se uma chapa de qualquer uma das ligas seleccionadas com uma área entre 5 e 10 m² (dependendo do tipo e quantidade de ensaios a executar) e 3 mm de espessura. Houve preferência por uma chapa da série 5000, uma vez que estas ligas apresentam uma maior eficiência mecânica nas juntas soldadas, sem ser necessário aplicar qualquer TTPS (secção 4.3). Infelizmente, nenhuma das empresas que responderam comercializavam chapas com estas dimensões e espessuras. Assim, optou-se por comprar uma chapa às OGMA, com as seguintes características:

- material: **5052 - H34;**
- dimensões: **3,65x1,22 m (4,63 m²);**
- espessura: **0,063" (1,6 mm);**
- peso: **20 kg;**
- preço por kg: **6.524\$00 (IVA incluído);**
- preço total: **130.480\$00 (IVA incluído).**

As características químicas, físicas e mecânicas desta liga são as seguintes:

4.6.1 Propriedades químicas

Composição (% de peso) - Mg (2,2 - 2,8), Fe (0,40), Cr (0,15 - 0,35), Si (0,25), Cu (0,10), Mn (0,10), Zn (0,10), Outros (0,15).

Características metalúrgicas - liga insensível a tratamentos térmicos (ITT). Solubilização sólida de alumínio e elementos de liga. Os elementos de liga estão dispersos em solução sólida. A sua resistência mecânica provem de trabalho a frio, nomeadamente endurecimento por conformação plástica (deformação).

Tratamento mecânico - o tratamento H34 consiste num endurecimento por deformação seguido de um ligeiro aquecimento para estabilização. A liga é aquecida a 120° C, conseguindo-se, assim, uma recuperação parcial do grão o que torna as suas propriedades da liga menos susceptíveis de se alterarem com o tempo. Estabiliza-se, deste modo, a microestrutura e diminui-se a probabilidade de ocorrer corrosão intergranular.

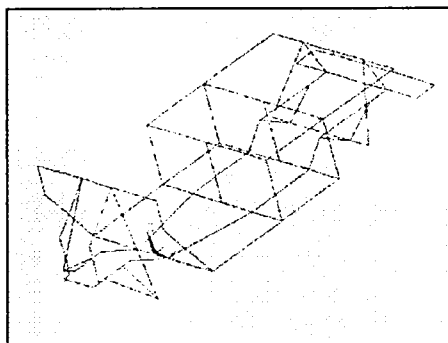
4.6.2 Propriedades físicas

- Densidade (ρ): **2680 kg/m³**
- Temperatura de fusão (T_f): **607 - 650° C**

- Coeficiente de expansão térmica (α): **23,75 $\mu\text{m}/^\circ\text{C}$**
- Condutividade térmica (a 25° C) (k): **138 W/m°C**
- Resistividade eléctrica (ρ_{el}): **0,050 $\Omega\text{mm}^2/\text{m}$**

4.6.3 Propriedades mecânicas

- Tensão de cedência (a 24° C) (σ_{ced}): **215 MPa**
- Tensão de rotura (a 24° C) (σ_{rot}): **260 MPa**
- Tensão de compressão (a 24° C) (σ_{comp}): **\approx 215 MPa**
- Tensão de rotura de corte (a 24° C) (τ_{rot}): **140 MPa**
- Tensão limite de fadiga (5×10^8 ciclos, $R = -1$) (σ_{fad}): **125 MPa**
- Extensão em 50 mm (provete com 1,6 mm de esp., 24° C) (ϵ_{rot}): **10 a 16 %**
- Módulo de elasticidade (E): **70 GPa**
- Módulo de elasticidade transversal (G): **26 GPa**
- Dureza Brinell (peso 500 kg, esfera 10 mm): **HB 68**
- Tenacidade à fractura (a 24° C) (k_{Ic}): **\approx 30 MPa $\sqrt{\text{m}}$**
- Resistência à corrosão: em geral: A. SCC: A. Não necessita de tratamentos anti-corrosão [R3]
- Soldabilidade: com gás: A (soldável), arco com fluxo: A, arco com gás inerte (GSAW): A, resistência: A, pressão: B (soldável na maior parte das aplicações). Tensões em juntas soldadas de topo (GSAW) com liga de adição 5356 (sem TTPS) - Tensão de rotura: **172 a 193 MPa** (eficiência da junta: 74 - 83 %), tensão de cedência mínima: **90 a 100 MPa** (tensões idênticas ao estado recozido 5052-O). Não necessita de TTPS's
- Maquinabilidade a frio: C (médio)
- Formabilidade a frio: B (boa), quinagem de chapa (90°) a frio: 1,5 t



5. Dimensionamento dos perfis da estrutura

Objectivo do capítulo

Este capítulo tem por objectivo a obtenção da geometria final da estrutura do WIESCAT 4 e as dimensões e espessuras dos perfis que a compõem. Foi efectuada uma análise estrutural, recorrendo-se para o efeito a um modelo de EF constituído por elementos viga/barra. Analisaram-se vários casos a que uma estrutura automóvel está sujeita, adaptando-os para ao veículo em causa.

Estrutura do capítulo

Secção 5.1 - Introdução à análise estrutural e definição dos objectivos pretendidos.

Secção 5.2 - Apresentação do modelo de EF concebido.

Secção 5.3 - Descrição dos materiais utilizados.

Secção 5.4 - Descrição dos perfis obtidos.

Secção 5.5 - Definição das cargas e constrangimentos aplicados à estrutura.

Secção 5.6 - Descrição dos casos analisados.

Secção 5.7 - Apresentação dos resultados.

Secção 5.8 - Análise e discussão dos resultados.

Conclusões

A solução obtida consiste numa estrutura composta por dois tipos diferentes de perfis, ambos com 3 mm de espessura de parede. As dimensões exteriores dos perfis são 75x50 e 50x50 mm. O peso total da estrutura é de 39 kg. As tensões máximas na estrutura não ultrapassam os 105 MPa, situando-se geralmente abaixo dos 50 MPa. Os deslocamentos máximos são inferiores a 2 cm. Constatou-se que as solicitações mais críticas a que a estrutura está sujeita são as torções, tendo o WIESCAT 4 uma rigidez torsional de 2,3 kN/°. O peso bruto do veículo apoia-se em 75 % sobre as rodas traseiras.

5.1 Introdução

A análise estrutural que se apresenta tem por objectivo definir as dimensões exteriores e as espessuras dos perfis da estrutura do WIESCAT 4. Além disso, procurou-se projectar o desenho da estrutura que apresentasse os melhores resultados em termos de rigidez e resistência mecânica. Não se pretendeu obter informação sobre o comportamento das juntas (concentrações de tensões, etc.) mas somente, através dos valores das tensões nominais dos perfis e deslocamentos dos nós, definir um ponto de partida (dimensões e geometria) para uma análise mais detalhada a efectuar no próximo capítulo. Para o cálculo estrutural recorreu-se ao método de EF, utilizando-se o programa ANSYS, versão 5.0a. As análises foram efectuadas no LEPAC, no Departamento de Engenharia Mecânica do IST.

Foram definidos as cargas e os constrangimentos de acordo com [L14] e [R9], de modo a representar da melhor forma as solicitações reais a que a estrutura do WIESCAT 4 estará sujeita. Utilizou-se, como ponto de partida, a estrutura apresentada no capítulo 3, tendo sido feitas vários estudos, alterando as dimensões exteriores e espessuras dos perfis e a geometria da estrutura, até se obter a estrutura que se encontrasse dentro dos critérios pré-estabelecidos. Os critérios de aceitação dos resultados foram os seguintes:

- deformações máximas inferiores a 2 cm em toda estrutura para qualquer carga considerada (análise de rigidez);
- tensões máximas abaixo da tensão admissível para um coeficiente de segurança global de 2 (análise de tensões). O valor do coeficiente de segurança considerou-se suficiente, uma vez que se só analisam tensões estáticas e tendo em atenção que será feita posteriormente (capítulo 6) uma análise mais detalhada.

Outros aspectos foram tomados em consideração durante a optimização da estrutura:

- dimensões máximas dos perfis na base da estrutura: 100x75 mm. Dimensões máximas no resto da estrutura: 60x60 mm (a evitar) (capítulo 3);
- espessura máxima dos perfis: 3 mm (capítulo 2);
- máxima uniformização dos perfis a utilizar;
- estrutura com o menor peso possível.

Analisaram-se os seguintes casos [L14]:

- acções com veículo parado (peso próprio do veículo + ocupantes e carga);
- acções assimétricas (comportamento torsional);
- acções longitudinais (comportamento quando sujeito a travagem);

Os resultados apresentados neste capítulo referem-se apenas à estrutura optimizada e não às análises intermédias.

5.2 Modelo de elementos finitos

No estudo efectuado consideraram-se barras de suspensão na estrutura (eixo rígido atrás e suspensão do tipo McPherson à frente), devido à necessidade de se preverem pontos para apoio da estrutura. Como não se pretendeu fazer uma análise dinâmica, todos os conjuntos mola-amortecedor, incluindo as barras da suspensão, foram considerados rígidos (nenhuma absorção de energia de deformação). Atribuiu-se uma massa nula a toda a suspensão.

A estrutura do WIESCAT 4 foi discretizada em 150 elementos viga/barra (ref. Ansys: BEAM44) e as barras da suspensão foram discretizadas em 15 elementos viga/barra (BEAM4) (ver figura 5.1). O facto de se terem utilizado elementos diferentes para a estrutura e suspensão, prende-se com o tipo de resultados que cada um dos elementos fornece. Os elementos viga/barra BEAM4 admitem somente como resultados as tensões axiais devido a esforços de tracção/compressão e flexão, enquanto que os elementos BEAM44 calculam ainda as tensões de corte devidas a esforços transversos e de torção. No que diz respeito às deformações, os resultados são idênticos. Utilizaram-se os elementos BEAM4 para as barras de suspensão, uma vez que não se pretendeu obter informação sobre o comportamento destas barras. As principais características dos elementos utilizados são as seguintes:

BEAM44 (3-D Elastic Tapered Unsymmetrical Beam)

- Elemento viga/barra com 2 nós.
- 6 graus de liberdade por nó.
- Tensões que calcula: tensões normais - esforços de tracção e compressão;
tensões normais - flexão;
tensões de corte - esforço transversal;
tensões de corte - torção.
- Deformações que calcula: 3 extensões e 3 rotações por nó.

BEAM4 (3-D Elastic Beam)

- Elemento viga/barra com 2 nós.
- 6 graus de liberdade por nó.
- Tensões que calcula: tensões normais - esforços de tracção e compressão;
tensões normais - flexão.
- Deformações que calcula: 3 extensões e 3 rotações por nó.

5.3 Material

O material utilizado na estrutura foi a liga de alumínio 5052-H34 (capítulo 4). As propriedades mecânicas e físicas utilizadas foram as seguintes:

- tensão de cedência (σ_{ced}): **215 MPa**
- módulo de elasticidade (E): **70 GPa**
- módulo de elasticidade transversal (G): **26 GPa**
- coeficiente de Poisson (ν): **0,33**
- densidade (ρ_{Al}): **2680 kg/m³**

O material seleccionado para as barras da suspensão foi o aço, com as seguintes propriedades:

- módulo de elasticidade (E): **210 GPa**
- coeficiente de Poisson (ν): **0,30**
- densidade ($\rho_{Aço}$): **7860 kg/m³**

5.4 Perfis

A estrutura otimizada utiliza dois tipos diferentes de perfis (R1, R2). Os componentes da suspensão foram simulados com barras maciças de secção circular (R3). As principais propriedades geométricas encontram-se na tabela 5.1.

Perfis rectangulares 75x50x3 mm (R1) - localização: longarinas centrais, travessas da base inferior, junção dianteira das longarinas, vigas verticais traseiras, viga do pára-choques traseiro (figura 5.2).

Perfis quadrados 50x50x3 mm (R2) - localização: viga do “pára-brisas”, apoio do suporte do “pára-brisas”, toda a sub-estrutura do banco (figura 5.2).

Barras maciças $\phi 40$ mm (R3) - localização: barras da suspensão e conjuntos mola-amortecedor (figura 5.2).

Ref.	Alt-z [mm]	Lar-y [mm]	Diam. [mm]	Esp. [mm]	A [m ²]	I _{zz} [m ⁴]	I _{yy} [m ⁴]	I _p [m ⁴]
R1	75	50	-	3	7,14e-4	2,91e-7	5,53e-7	5,77e-7
R2	50	50	-	3	5,64e-4	2,08e-7	2,08e-7	3,11e-7
R3	-	-	40	-	1	1	1	-

Tabela 5.1 - Propriedades geométricas dos perfis e barras utilizados

5.5 Cargas e constrangimentos

Na análise estrutural utilizaram-se os tipos de cargas e constrangimentos vulgarmente utilizados em projectos de estruturas automóveis. Segundo [L14] e [R9], os esforços a que as estruturas automóveis estão sujeitas podem ser classificadas de acordo com três tipos distintos de acções: i) permanentes, ii) variáveis e iii) colisão. Cada uma destas 3 acções é descrita em seguida.

5.5.1 Acções permanentes

Acções que assumem valores constantes, ou com pequenas variações em torno do seu valor médio, durante toda ou praticamente toda a vida da estrutura. São o peso próprio da estrutura, da carroçaria e elementos interiores, dos órgãos motrizes (foi considerado o caso mais crítico: motorização eléctrica, incluindo baterias, conversores, etc.) e doutros órgãos e componentes instalados à frente. Cada um dos pesos considerados foi distribuído por vários nós, conforme se pode observar na figura 5.1. Na tabela 5.2 apresentam-se as acções permanentes consideradas.

Acções permanentes e variáveis (sobrecargas)	Peso [kg]	n_c (a)	Total [kg]	Distrib. por nó	Por nó [N]
Estrutura (a.p.)	simulação conferindo uma densidade $\rho_{\text{útil}} =$				
Carroçaria e elementos int. (a.p.)	8040 kg/m ³ ao alumínio ($\rho_{\text{útil}} = 3 \times \rho_{\text{Al}}$)				
Motorização (a.p.)	150	1,5	225	12	183
Componentes à frente (a.p.)	15	2,0	30	5	59
Passageiros à frente (a.v.)	2 x 80	1,5	240	12	196
Passageiros atrás ou carga (a.v.)	2 x 80	1,5	240	12	196

(a) - factor de carga

(a.p.) - acção permanente

(a.v.) - acção variável

Tabela 5.2 - Acções permanentes e variáveis (sobrecargas)

Neste estudo utilizaram-se quatro apoios na estrutura: dois apoios simples e dois encastramentos. A sua localização foi alternada de caso para caso.

5.5.2 Acções variáveis

Consideram-se acções variáveis as sobrecargas (passageiros e carga - tabela 5.2) e também as acções resultantes das condições de circulação, que se passam a descrever:

5.5.2.1 Acções resultantes das condições de circulação

As estruturas de veículos estão sujeitas a um elevado número de solicitações quando se encontram paradas e quando estão em movimento:

Acções com veículo parado - compreendem as solicitações a que a estrutura está sujeita quando não está em movimento, como por exemplo, a entrada e saída de passageiros.

Quando em movimento, as estruturas estão sujeitas a um conjunto de forças de inércia que são função da massa do veículo, da carga transportada e da aceleração. As principais acções responsáveis por estas forças são as seguintes:

Acções verticais simétricas - acelerações verticais simétricas relativamente ao eixo longitudinal do veículo, que surgem quando ambas as rodas da frente, ou de trás, encontram simultaneamente um obstáculo (p. ex: o lancil de um passeio, um buraco ou uma ondulação no pavimento). Estas acções originam momentos flectores M_y .

Acções verticais assimétricas - acelerações verticais assimétricas relativamente ao eixo longitudinal do veículo, que surgem quando este circula sobre uma superfície desigual, i.e., cada roda encontra obstáculos em tempos diferentes. Estas acções originam momentos torsores M_x e flectores M_y na estrutura.

Acções longitudinais - acelerações longitudinais devidas à travagem ou aceleração do veículo ou ainda resultantes da condução sobre um obstáculo (p. ex: lancil de um passeio).

Acções laterais - acelerações laterais que surgem quando o veículo descreve uma curva ou colide lateralmente com um obstáculo (p. ex: o lancil de um passeio).

5.5.3 Acções de colisão

São aquelas que só com muita fraca probabilidade assumem valores significativos durante a vida da estrutura. São exemplo deste tipo de acções, as que resultam do capotamento e do choque de veículos. Devido ao tipo de veículo considerado, estas acções não foram objecto de estudo neste trabalho.

5.5.4 Consideração de efeitos dinâmicos na análise estática

Os esforços que actuam na estrutura de um veículo em movimento são geralmente combinações de forças dinâmicas, geralmente com amplitudes inferiores ao valor médio, que podem causar o colapso da estrutura por fadiga nas zonas onde actuam [R9]. Os valores máximos das forças dinâmicas causadas, por exemplo, por uma irregularidade do pavimento, surgem com uma frequência relativamente baixa. O cálculo estático que procure contabilizar os efeitos máximos das acções dinâmicas é uma técnica usada na concepção de veículos. A quantificação das acções variáveis resultantes das condições de circulação, no cálculo estático, resume-se à multiplicação das cargas estáticas por coeficientes dinâmicos, i.e., considera-se as forças de inércia são proporcionais ao peso próprio do veículo, à carga transportada e à aceleração. Assim, os esforços a considerar no caso estático são os seguintes:

$$P_i = c_i \times P_{st} \quad (5.1)$$

onde: P_i - esforço estático na direcção i (peso máximo)

P_{st} - cargas estáticas (peso próprio + carga)

c_i - coeficiente dinâmico

O valor do coeficiente dinâmico c_i é definido por a_i/g (onde a_i é a aceleração na direcção i e g a aceleração da gravidade) e difere de caso para caso. Segundo [L14], uma estrutura projectada para resistir aos esforços estáticos máximas, garante, em primeira aproximação, resistência à fadiga.

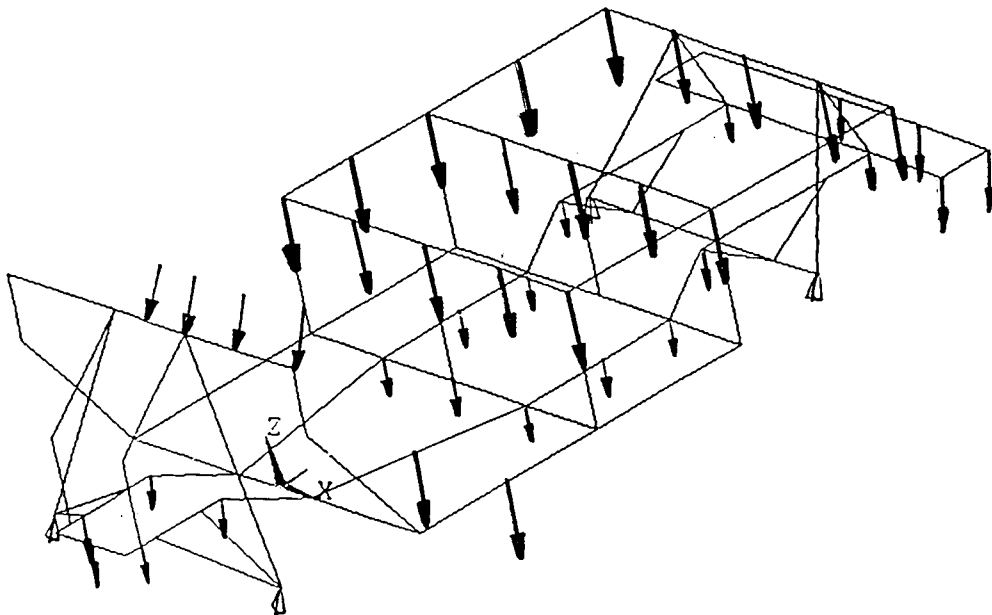


Figura 5.1 - Estrutura do WIESCAT 4 discretizada em 150 elementos viga/barra.
Localização das cargas e dos constrangimentos

5.6 Casos analisados

Descrevem-se aqui os diferentes casos analisados.

5.6.1.1 Acções com veículo parado

Estas solicitações podem derivar de um excesso de ocupação do veículo, carga e descarga do veículo, apoio de passageiros no suporte do “para-brisas”, etc.. Os coeficientes dinâmicos para estas acções são unitários. Os casos estudados foram os seguintes:

- veículo sujeito unicamente às acções permanentes e sobrecarga (carga adiante denominada por *peso em andamento*), utilizando-se diferentes constrangimentos na estrutura. Casos totais analisados: 2 (5.1 e 5.2);
- veículo totalmente carregado (quatro passageiros sentados) com outros dois passageiros em pé (à frente) e dois passageiros em pé (atrás) em várias localizações para vários constrangimentos. Casos totais analisados: 4 (5.3 a 5.6);
- aplicação de uma força distribuída de 150 kg num dos lados do suporte do “pára-brisas”, pretendendo-se, assim, simular o encosto dos passageiros nesse suporte. Nesta simulação manteve-se o peso em andamento. Retiraram-se as barras da suspensão (para não causarem influência na rigidez do suporte) e apoiou-se a estrutura nos apoios destinados aos braços da suspensão (apoios encastrados à frente, apoios simples atrás). Casos totais analisados: 1 (5.7).

5.6.1.2 Acções verticais simétricas

Não foram consideradas neste estudo por originarem tensões e deformações inferiores às acções assimétricas.

5.6.1.3 Acções verticais assimétricas

As acções assimétricas originam a torção do chassis. Segundo [L14], estas acções são calculadas elevando uma das rodas ou duas rodas opostas do veículo num determinado valor. A força de reacção é multiplicada por um coeficiente dinâmico apropriado e é com esse valor final da reacção que se analisa a estrutura quanto à rigidez e resistência torsional. Nesta análise só foi considerada a torção num ponto (elevação de uma só roda alternadamente dianteira e traseira), permanecendo os restantes três apoios fixos ao nível do solo, alternando-se somente a localização dos apoios encastrados e simplesmente apoiados. Uma vez que nesta simulação a suspensão é rígida, o coeficiente dinâmico foi aplicado directamente à reacção das rodas em causa. As simulações foram efectuadas considerando-se a carga denominada por peso em andamento. Para contabilizar os efeitos dinâmicos na análise estática foi utilizado um coeficiente dinâmico de $c_z = 2$. Casos totais analisados: 4 (5.8 a 5.11).

5.6.1.4 Acções longitudinais

Simularam-se somente casos de travagem. Considerou-se a travagem simples e o caso em que o veículo passa com o eixo traseiro sobre um obstáculo enquanto trava (caso mais crítico). O caso da torção foi considerado como acima descrito. Em qualquer dos casos utilizou-se a carga denominada por peso em andamento. Os esforços de travagem foram contabilizados sujeitando todo o peso em andamento a uma desaceleração longitudinal de $1g^1$ na direcção das forças de inércia. A aceleração utilizada está de acordo com [L14] que estabelece que seja aplicado um coeficiente dinâmico $c_x = 1$ para

¹ Cálculo da desaceleração: $v = 10$ m/s (36 km/h); espaço de travagem $s = 1$ m. Valor vulgarmente utilizado [L14, R9, R14].

contabilizar as forças de inércia longitudinais resultantes da mudança de velocidade do veículo. Para contabilizar os efeitos dinâmicos devido à torção suplementar considerou-se um coeficiente dinâmico de $c_z = 2$. Em qualquer dos casos, as rodas dianteiras encontram-se encastradas e as rodas traseiras simplesmente apoiadas. Casos totais analisados: 2 (5.12 e 5.13).

5.6.1.5 Acções laterais

Estas acções não foram consideradas nesta análise.

No apêndice C (C.5) encontra-se um resumo das cargas e constrangimentos utilizados em cada um dos 13 casos analisados.

5.7 Resultados

Na tabela 5.3 encontram-se os deslocamentos máximos da estrutura (e o respectivo nó) para cada caso analisado. Na tabela 5.4 apresentam-se as tensões máximas para cada caso e o elemento onde essas tensões se verificam. Apenas se referem os casos considerados mais relevantes, tendo-se excluído os casos 5.1 e 5.2. Nas figuras 5.2 e 5.3 apresentam-se os elementos mais solicitados e os nós com maiores deslocamentos (u_{\max}), encontrando-se igualmente representados as localizações dos nós e dos elementos. Foi utilizada a tensão equivalente de von Mises como tensão de projecto, que foi calculada segundo as equações C.1 a C.4 (Apêndice C (C.6)).

Outros resultados obtidos:

- Peso da estrutura otimizada: **39 kg**
- Tara (estrutura, carroçaria, motorização, etc.): **372 kg**
- Peso em andamento (peso bruto): **852 kg**
- Distribuição de pesos da estrutura (Fr/Tr): **39/61 %**
- Distribuição da tara (Fr/Tr): **33/67 %**
- Distribuição do peso em andamento (peso bruto) (Fr/Tr): **25/75 %**
- Rigidez torsional² da estrutura: **2,31 kNm^o**
- Rigidez à flexão² da estrutura: **4,55 kNm^o**
- Frequências naturais de vibração da estrutura: 1^a - **50,6 Hz** (flexão), 2^a - **53,0 Hz** (torção), 3^a - **94,9 Hz** (torção)

² Valores para a estrutura sem suspensão, obtidos nos apoios das rodas. Forças aplicadas nos apoios dianteiros com os apoios traseiros encastrados. Estrutura descarregada.

Caso	u_x [mm]	nó	u_y [mm]	nó	u_z [mm]	nó	$u_{máx}$ [mm]	nó
5.3	-0,74	84	-0,83	66	-1,41	62	1,59	62
5.4	-4,40	7	0,65	57	-3,31	75	7,71	75
5.5	0,91	110	-0,91	96	-1,45	130	1,77	92
5.6	-0,95	7	1,72	103	-0,21	74	2,28	75
5.7	0,54	104	-2,10	71	-3,61	95	3,89	99
5.8	-7,93	15	-2,84	68	16,04	110	18,11	110
5.9	-0,03	5	0,79	78	-0,63	63	0,81	78
5.10	1,48	110	-1,04	98	-0,99	62	1,86	110
5.11	-5,64	7	4,03	103	7,82	2	10,41	103
5.12	2,55	92	-0,90	101	-1,93	71	1,94	93
5.13	-8,52	16	-4,51	66	17,50	110	19,90	110

Tabela 5.3- Deslocamentos máximos

Caso	σ_{max} [MPa]	el	σ_{min} [MPa]	el	τ_{xy} [MPa]	el	τ_{xz} [MPa]	el	τ_{yz} [MPa]	el	σ_{eqv} [MPa]	el	n
5.3	28,5	20	-75,5	28	-2,9	164	5,7	20	-12,2	55	38,1	55	5,6
5.4	92,5	20	-85,8	20	6,9	65	-15,1	20	-12,2	55	102,0	20	2,1
5.5	30,9	37	-27,6	45	-2,9	165	-6,2	37	-12,2	55	38,1	55	5,6
5.6	51,6	37	-45,8	37	3,0	65	-8,5	37	-12,2	54	55,3	37	3,9
5.7	48,8	17	-47,5	17	5,9	82	8,2	34	4,7	125	49,7	17	4,3
5.8	66,2	86	-72,6	86	-7,8	87	11,9	37	16,5	126	73,7	37	2,9
5.9	29,4	20	-24,7	20	0,9	37	-5,2	20	1,2	21	31,7	37	6,7
5.10	24,7	28	-26,5	28	3,3	31	-2,6	108	5,1	32	28,5	28	7,5
5.11	44,5	118	-49,1	118	-5,4	118	-8,8	20	-10,4	126	52,0	20	4,5
5.12	40,1	118	-49,4	49	-5,6	118	7,0	44	5,8	140	41,3	118	4,1
5.13	103,0	86	-112,0	86	-12,7	86	15,2	37	20,1	126	105,0	86	2,0

σ_{max} - |tensão normal de tracção/compressão| + |tensão normal de flexão|

σ_{min} - |tensão normal de tracção/compressão| - |tensão normal de flexão|

τ_{xy}, τ_{xz} - tensões de corte devido ao esforço transversal

τ_{yz} - tensões de corte devido a torção

n - coeficiente de segurança

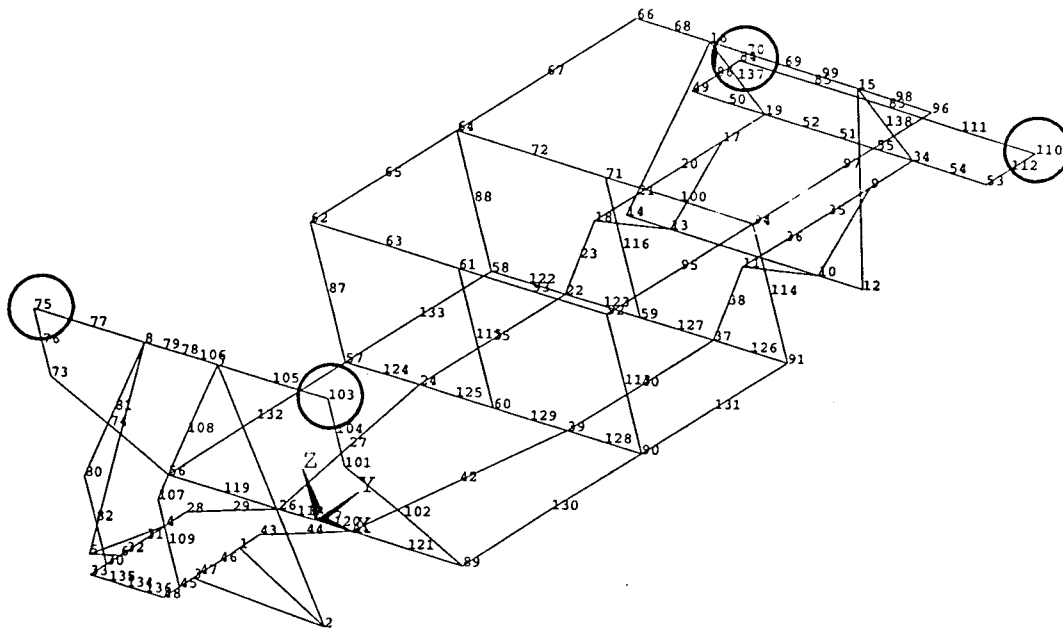
Tabela 5.4 - Tensões normais, de corte e tensão equivalente de von Mises

5.8 Análise e discussão dos resultados

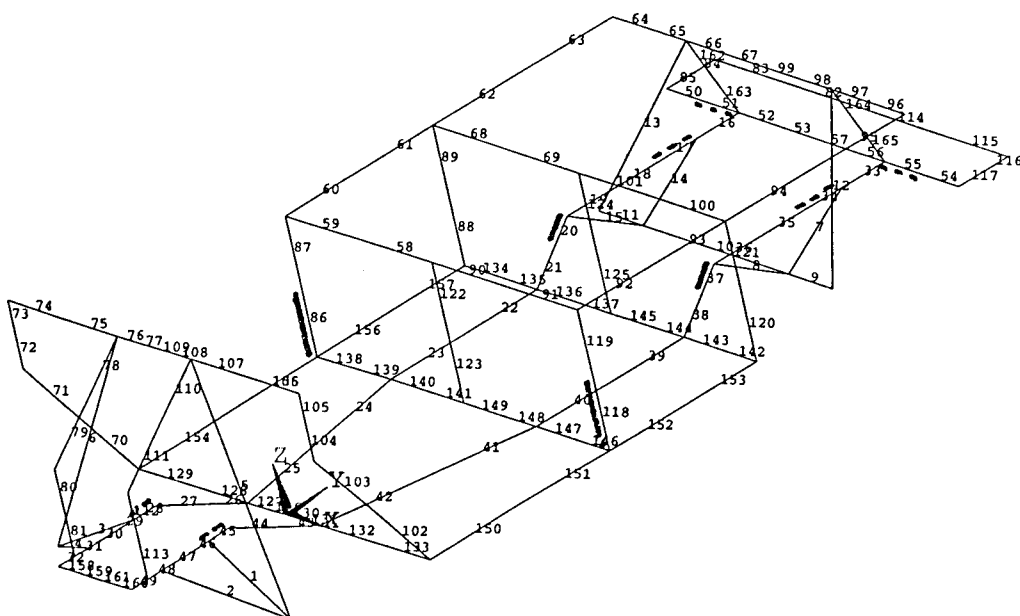
Dos resultados apresentados constata-se o seguinte:

- o peso da estrutura é de 39 kg o que se considera um bom peso, face às elevadas cargas aplicadas (motorização com 225 kg, 4 passageiros com 480 kg e desacelerações de 1g). A distribuição de peso é maioritariamente traseira, quer o veículo encontre-se carregado ou não. As dimensões dos perfis encontram-se dentro dos valores pré-definidos. A espessura de 3 mm é a espessura máxima considerada aplicável a perfis de parede fina de alumínio (capítulo 2). Apesar das estruturas de automóveis em alumínio vulgarmente utilizarem espessuras entre 1 e 2,5 mm [L3, R3, R6, P1], conclui-se que se pode melhorar a eficiência da estrutura. No entanto, tem que se levar em linha de conta o facto das estruturas automóveis utilizarem perfis extrudidos com secções especialmente concebidas para o efeito e projectos de estruturas com melhores soluções;
- a rigidez à flexão e torsional da estrutura apresenta bons resultados, atendendo a que os valores considerados pelos técnicos da Ferrari [R3, P1] são para a rigidez torsional 5.000 N/° (2,5 vezes mais). As frequências naturais da estrutura encontram-se abaixo das frequências impostas numa circulação em pisos irregulares ($f = 55 - 200 \text{ Hz}$)³.
- em nenhum dos casos, os deslocamentos máximos dos nós ultrapassaram os 2 cm pré-estabelecidos. Os valores maiores foram atingidos nos casos 5.8 (torção simples traseira - $u_{\text{máx}} = 18,11 \text{ mm}$) e 5.13 (travagem com torção simples dianteira - $u_{\text{máx}} = 19,9 \text{ mm}$). Para os restantes casos, as deformações encontram-se sempre, com a excepção do caso 5.11, abaixo dos 10 mm. Os locais com os maiores deslocamentos foram o estribo e a parte superior do suporte do “para-brisas” (figura 5.2). Os casos mais críticos são os casos de torção;
- na análise de resistência constata-se que são igualmente os casos 5.8 e 5.13, juntamente com o caso 5.4, os casos mais severos, i.e., onde o factor de segurança se situa entre 2,0 e 2,9. Para os outros casos as tensões situam-se geralmente abaixo dos 50 MPa ($n > 4$). As tensões máximas ($n < 4$) encontram-se nas vigas junto dos apoios inferiores das suspensões dianteira e traseira e na base da caixa para as baterias (figura 5.3). Novamente se constata que os casos mais críticos a que a estrutura está sujeita são os casos de torção, apresentando o caso de torção com travagem os piores resultados em absoluto;
- não houve a necessidade de se efectuarem alterações no desenho da estrutura.

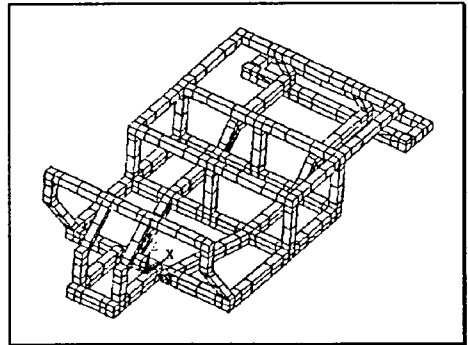
³ Base de cálculo: espaçamento entre irregularidades no piso: $\lambda = 5 \text{ cm}$, velocidades de circulação: $v = 10 - 36 \text{ km/h}$.



**Figura 5.2 - Localização dos nós com maiores deslocamentos.
Identificação dos nós da estrutura**



**Figura 5.3 - Localização das tensões máximas.
Identificação dos elementos**



6. Distribuição das tensões nas juntas da estrutura

Objectivo do capítulo

Este capítulo tem por objectivo obter a distribuição das tensões ao longo da estrutura, principalmente nas juntas dos perfis. Pretende-se, assim, determinar as zonas mais críticas da estrutura, nomeadamente as juntas mais solicitadas, as quais serão alvo de estudos mais detalhados nos capítulos 7 e 8. Os resultados são obtidos mediante uma análise estrutural em EF utilizando-se, na discretização da estrutura, elementos de placa. As cargas e constrangimentos utilizados são idênticos aos considerados no capítulo anterior, tendo, no entanto, sido analisados outras solicitações.

Estrutura do capítulo

Secção 6.1 - Introdução, objectivo e metodologia utilizada.

Secção 6.2 - Descrição do modelo concebido e das principais alterações efectuadas em relação ao modelo em elementos viga/barra.

Secção 6.3 - Descrição dos materiais e das propriedades dos perfis e barras utilizados.

Secção 6.4 - Definição dos cargas e constrangimentos utilizados.

Secção 6.5 - Descrição dos casos analisados.

Secção 6.6 - Apresentação dos resultados.

Secção 6.7 - Análise e discussão dos resultados.

Conclusões

Verifica-se que as zonas mais solicitadas da estrutura são aquelas onde se apoiam os braços da suspensão, chegando as tensões, em alguns casos a ultrapassar os 400 MPa. As juntas E, F e P apresentam concentrações de tensões que atingem os 200 MPa. A restante estrutura (juntas e perfis) encontra-se dentro da região de segurança (juntas: $n > 2,0$, perfis: $n > 2,9$). Pelo discutido em 6.7, seleccionaram-se as juntas E e F para servirem como juntas "modelo", cuja concepção será alterada com vista a um melhoramento global do comportamento da estrutura. Estas juntas são uma junta em T e uma em L.

6.1 Introdução

O objectivo deste capítulo é a obtenção da distribuições dos valores das tensões (nominais e de entalhe) da estrutura (a análise anterior serviu somente para definição das dimensões dos perfis e geometria da estrutura). Sendo as juntas dos perfis os pontos mais fracos da estrutura pretende-se, deste modo, determinar a resistência das mesmas e concluir quanto à necessidade de efectuar alterações na sua concepção. Os resultados são obtidos através de uma análise mais detalhada da estrutura do WIESCAT 4, utilizando elementos de placa na sua discretização em EF. Usaram-se os resultados obtidos no capítulo anterior, no que diz respeito às dimensões e espessuras dos perfis e desenho da estrutura. Foram efectuadas pequenas alterações no modelo, para obter resultados mais correctos. Foi utilizado o programa ANSYS, versão 5.2.

Os casos estudados neste capítulo estão igualmente de acordo com [L14] e [R9] (com ajustes apropriados nos cargas e constrangimentos, para se adaptarem ao WIESCAT 4). Uma vez que se pretendiam resultados definitivos do comportamento da estrutura, foram analisados mais casos do que no capítulo anterior, tendo igualmente sido feitas pequenas modificações nas cargas utilizadas. Assim, a análise foi dividida nas seguintes acções:

1. acções com veículo parado (peso próprio do veículo + ocupantes);
2. acções simétricas (estudo à flexão);
3. acções assimétricas (estudo torsional);
4. acções longitudinais (travagem/aceleração);
5. acções laterais (solicitações de curva).

6.2 Modelo de elementos finitos

Foram feitas as seguintes alterações no modelo de EF:

Discretização - a estrutura é integralmente composta por elementos de placa, conseguindo-se deste modo simular, de uma forma mais correcta, os perfis e juntas utilizados. Desta forma obtem-se a distribuição das tensões e deslocamentos ao longo da estrutura, em geral, e das juntas em particular. A estrutura foi discretizada em 1616 elementos de placa (SHELL63) e 1402 nós.

Suspensão - a suspensão, outrora rígida, foi substituída em cada roda por uma suspensão articulada composta por triângulos inferiores e um conjunto mola-amortecedor. Deste modo tiveram que ser efectuadas ligeiras alterações na configuração original. A suspensão traseira foi substituída por uma suspensão independente. A suspensão dianteira continua a ser do tipo McPherson. A introdução dos conjuntos mola-amortecedor tornou as suspensões elásticas. A articulação foi efectuada através da conjugação dos graus de liberdade dos nós dos braços da suspensão com os da estrutura, permitindo apenas o movimento

independente na direcção desejada. Não foram introduzidos fins de curso nas suspensões. Por esse motivo, e em certas simulações, os conjuntos mola-amortecedor deformaram-se mais do que a própria configuração da suspensão permite na realidade. As barras da suspensão foram discretizadas em 8 elementos viga/barra (BEAM4) e os 4 conjuntos mola-amortecedor em elementos mola (COMBIN14).

A alteração do tipo de apoios do veículo (de uma suspensão rígida para uma articulada) originou diferenças nos resultados (em termos de distribuição e concentração de tensões), nomeadamente na zona de apoio da suspensão ao chassis. Para diminuir o efeito das concentrações de tensões (que dificultava a visão geral das tensões em toda a estrutura) foi aumentada para 6 mm a espessura dos elementos de placa vizinhos das oito articulações. Esta alteração não conduziu a alterações do comportamento global da estrutura em pontos afastados e permitiu que se obtivessem resultados mais precisos. No total, a estrutura é composta por 1628 elementos e 1414 nós (figura 6.1). As principais características dos novos elementos utilizados são as seguintes:

SHELL63 (Elastic Shell)

- Elemento de placa com 4 nós
- 6 graus de liberdade por nó (3 translações e 3 rotações)
- Esforços de flexão e de membrana
- Tensões que calcula: tensões de membrana
tensões principais
tensão equivalente de von Mises
- Deformações que calcula: 3 extensões e 3 rotações por nó

COMBIN14 (Spring-Damper)

- Elemento mola com 2 nós
- 3 graus de liberdade por nó (3 translações ou 3 rotações)
- Resultados: forças e deformações

6.3 Material e perfis utilizados

Os materiais utilizados foram os mesmos que no capítulo anterior: estrutura: alumínio 5052-H34, suspensão: aço. As características encontram-se no capítulo anterior (secção 5.3). Para não influenciar os resultados da estrutura, a densidade da suspensão foi novamente considerada nula.

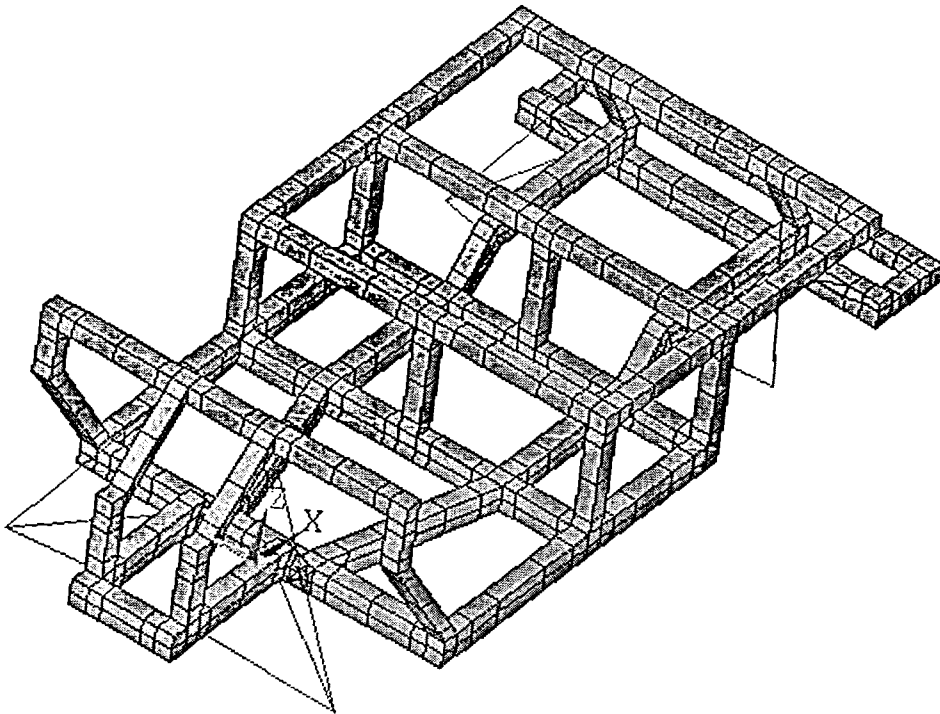


Figura 6.1 - Estrutura discretizada em 1628 elementos de placa

As dimensões dos perfis são: estrutura: 75x50x3 e 50x50x3 mm, braços da suspensão: barras maciças $\phi = 40$ mm (figura 6.1).

Os perfis da estrutura foram discretizados em elementos de placa (propriedades R4 em toda a estrutura, R5 na zona de apoio dos braços da suspensão) e para as barras dos braços da suspensão utilizaram-se elementos viga/barra (R6). Os conjuntos mola-amortecedor foram simulados, usando elementos mola. As propriedades mecânicas dos conjuntos são diferentes para a suspensão dianteira e traseira. Para a suspensão dianteira utilizaram-se as propriedades R7 e para a traseira as R8. Os valores utilizados foram calculados na base de uma deformação das molas na ordem dos 5 cm quando o veículo se encontra totalmente carregado. A constante de amortecimento c não foi utilizada em nenhuma suspensão, uma vez que não se procedeu a análises dinâmicas. As propriedades geométricas e mecânicas dos elementos encontram-se na tabela 6.1.

Ref.	Diam. [mm]	Esp. [mm]	A [m ²]	I _{zz} [m ⁴]	I _{yy} [m ⁴]	I _{zz} /I _{yy} -	k _{elas} [kN/m]
R4	-	3	-	-	-	1	-
R5	-	6	-	-	-	1	-
R6	40	-	1	1	1	-	-
R7	-	-	-	-	-	-	40
R8	-	-	-	-	-	-	150

Tabela 6.1 - Propriedades geométricas e mecânicas dos elementos

6.4 Cargas e constrangimentos

As cargas e constrangimentos utilizados estão conforme o indicado em [L14] e [R9]. Ao contrário do caso anterior, onde se pretendeu apenas obter resultados que permitissem a definição das dimensões dos perfis (i.e., analisaram-se apenas as tensões e deslocamentos nominais), nesta segunda análise pretendeu-se obter resultados mais precisos. Assim, consideraram-se as 5 acções que se apresentaram no início do capítulo, analisando-se um maior número de casos por acção. Pelo facto de se ter optado por uma suspensão articulada pode-se fazer uma aproximação mais correcta ao método de Pawlowski. Os valores das acções permanentes e das sobrecargas foram ligeiramente alterados. Contudo, a teoria e a terminologia descrita no capítulo anterior aplicam-se da mesma forma nesta análise, pelo que só serão referidas novamente caso se justifique. Pelas razões já apresentadas, não se consideram as acções de colisão. Os casos analisados foram os seguintes:

6.4.1 Acções permanentes

Os valores utilizados para as acções permanentes são ligeiramente diferentes aos da análise anterior e estão indicados na tabela 5.2.

Acções permanentes e variáveis (sobrecargas)	Peso [kg]	n_c (a)	Total [kg]	Distrib. por nó	Por nó [N]
Estrutura (a.p.)	simulação conferindo uma densidade $\rho_{\text{util}} =$				
Carroçaria e elementos int. (a.p.)	8040 kg/m ³ ao alumínio ($\rho_{\text{util}} = 3 \times \rho_{\text{Al}}$)				
Motorização (a.p.)	150	1,3	200	8	245
Componentes à frente (a.p.)	15	2,0	30	4	74
Passageiros à frente (a.v.)	2 x 75	1,5	225	8	276
Passageiros atrás ou carga (a.v.)	2 x 75	1,5	225	8	276

(a) - factor de carga

(a.p.) - acção permanente

(a.v.) - acção variável

Tabela 6.2 - Acções permanentes e variáveis (sobrecargas)

6.4.2 Acções variáveis

Além da sobrecarga (passageiros, carga - tabela 6.2) considera-se também, nas acções variáveis, um conjunto de acções resultantes das condições de circulação, nomeadamente acções com veículo parado, acções simétricas e assimétricas e acções longitudinais e laterais. Como descrito no capítulo anterior, com a introdução de um coeficiente dinâmico c_i contabilizam-se as acções dinâmicas resultantes de choques na estrutura.

6.5 Casos analisados

6.5.1.1 Acções com veículo parado

Os casos analisados relativamente a esta acção foram os seguintes:

- veículo sujeito unicamente às acções permanentes e sobrecarga (*peso em andamento*), utilizando diferentes constrangimentos na estrutura. Casos totais analisados: 2 (6.1 e 6.2);
- veículo com carga peso em andamento e com outros dois passageiros em pé (à frente) e dois passageiros em pé (atrás), no estribo. Além disso aplicou-se uma força de 200 kg distribuída ao longo do suporte do “para-brisas”, que simula o encosto dos passageiros nesse suporte. Analisaram-se dois casos diferentes, alterando-se a localização dos passageiros atrás, de modo a provocarem diferentes cargas de torção na estrutura. A todas as acções variáveis (passageiros) aplicou-se um coeficiente dinâmico $c_z = 1,5$ para contabilizar o movimento vertical dos passageiros (entrada, saída, saltos, etc.). Foram utilizados em cada caso dois tipos diferentes de constrangimentos. Número total de casos analisados: 2 (6.3 e 6.4).

6.5.1.2 Acções verticais simétricas

Estas acções foram simuladas considerando o veículo totalmente carregado (peso em andamento). Foram considerados os casos em que ambas as rodas dianteiras, ou traseiras, passam, não simultaneamente, sobre uma lomba ou um buraco (4 casos estudados: 6.5 a 6.8). A altura da lomba/buraco foi 15,2 cm (altura média de um lancil de passeio [L14]). Os restantes apoios encontram-se constrangidos nas translações nas três direcções, sendo no entanto permitido rodarem. De forma a contabilizar os efeitos dinâmicos foi utilizado um coeficiente dinâmico de $c_z = 2,5$ em todas cargas estáticas (acções permanentes e sobrecargas) do veículo.

6.5.1.3 Acções verticais assimétricas

Estas acções foram simuladas de duas formas diferentes. Na primeira simulação foi elevada/rebaixada uma roda (alternadamente dianteira e traseira) no valor de 15,2 cm (altura média de um lancil) mantendo-se os outros apoios convenientemente constrangidos ao nível do solo (4 casos estudados: 6.9 a 6.12). Na segunda simulação foram elevadas/rebaixadas simultaneamente duas rodas do veículo, de forma a provocar outros tipos de torção. Nesta simulação os apoios (rodas) foram elevados/rebaixados em ± 10 cm. Os restantes apoios encontram-se convenientemente constrangidos (2 casos estudados: 6.13 e 6.14). Pawlowski sugere que a altura dos ressaltos seja de 20 cm. Contudo, uma vez que se trata de uma estrutura automóvel destinada a fins menos “críticos”, utilizaram-se 15,2 e 10 cm. As simulações foram efectuadas considerando-se carga indicada na secções anteriores por peso em andamento. Para contabilizar os efeitos dinâmicos utilizou-se sempre um coeficiente dinâmico de $c_z = 2,5$.

6.5.1.4 Acções longitudinais

Simularam-se vários casos de travagem, aceleração e choque frontal com um obstáculo de pequenas dimensões (lancil de um passeio ou buraco - 10 cm). Foram feitas análises do comportamento do veículo quando este, enquanto trava ou acelera, passa com o eixo da frente sobre uma lomba ou cai num buraco (3 casos de travagem e 3 casos de aceleração: 6.15 a 6.17 e 6.20 a 6.22). Além disso analisaram-se os casos em que o veículo choca com um obstáculo de 10 cm de altura durante a travagem e aceleração enquanto passa sobre um ressalto ou cai num buraco com as rodas dianteiras (1 caso de travagem: 6.18 e 1 caso de aceleração: 6.19). Utilizou-se a carga peso em andamento e aplicou-se a todas as cargas estáticas verticais um coeficiente dinâmico de $c_z = 2,5$ para a travagem e para a aceleração. A necessidade de se aplicar estes coeficientes dinâmicos, prende-se com o facto de se ter sujeitado a estrutura a acções verticais simétricas e assimétricas. Os constrangimentos utilizados nestas simulações variaram de caso para caso.

Em ambos os casos sujeitou-se adicionalmente todo o veículo e ocupantes (carga) a uma desaceleração longitudinal de $1g$ (coeficiente dinâmico de $c_x = 1$) na direcção correspondente. A aceleração de $1g$ contabiliza choques nos sistemas de transmissão. A desaceleração de $1g$ corresponde a uma travagem conforme descrita no capítulo anterior.

Para o cálculo da força longitudinal resultante de um choque com um obstáculo, foi utilizada a seguinte expressão (figura 6.2):

$$P_x = c_z \times R \times \tan \theta \quad (6.1)$$

onde: P_x - força de choque no passeio
 R - reacção no apoio da roda
 c_z - coeficiente dinâmico vertical

6.5.1.5 Acções laterais

As acções laterais foram simuladas conferindo a todo o peso em andamento uma aceleração lateral de $a_y = 0,7 \text{ m/s}^2$ [L14]. Foram analisados casos em que o veículo, ao descrever uma curva, encontra ondulações no pavimento nas rodas exteriores o que origina momentos torsores na estrutura. Devido a esses esforços verticais, foi utilizado um coeficiente dinâmico vertical $c_z = 2,5$ (6 casos estudados: 6.23 a 6.28). Não foi simulada nenhuma colisão lateral com um obstáculo.

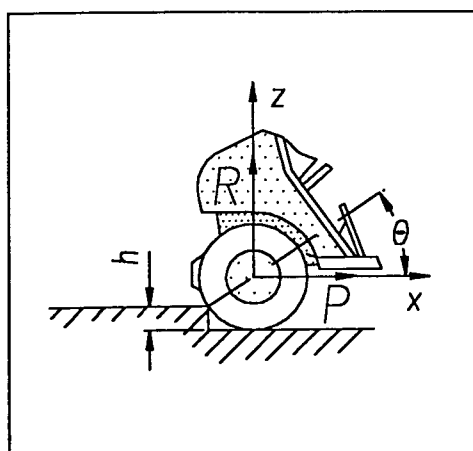


Figura 6.2 - Acções longitudinais. Condução sobre um obstáculo

No Apêndice C (C.7) apresenta-se um resumo dos 28 casos analisados, indicando as cargas e os constrangimentos utilizados. A figura 6.3 apresenta a sua localização na estrutura.

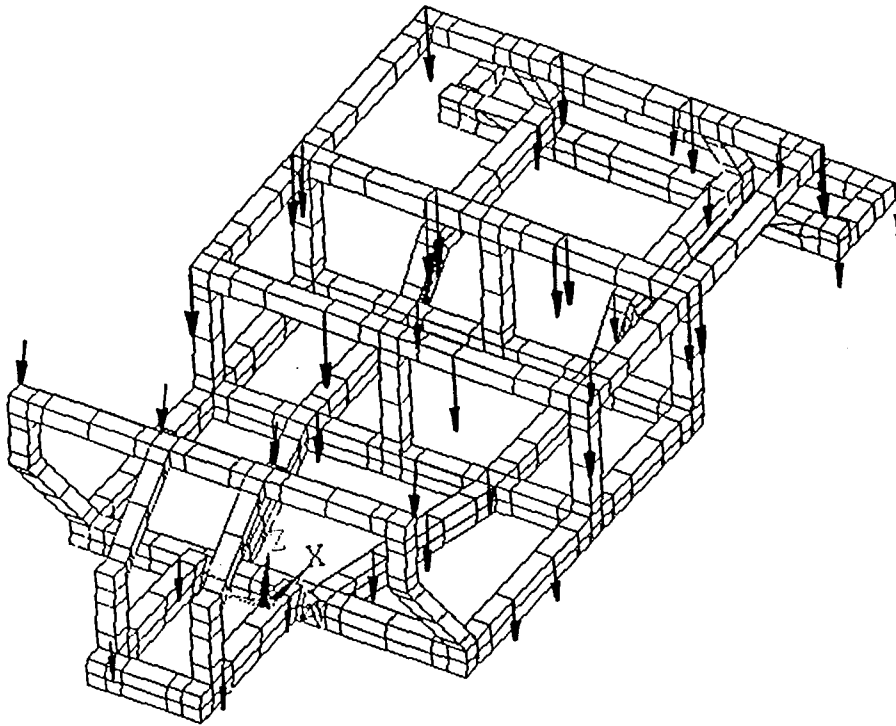


Figura 6.3 - Localização das cargas

6.6 Resultados

A utilização de elementos de placa possibilitou a obtenção da distribuição das tensões em toda a estrutura. A exactidão dos resultados prende-se com o refinamento da malha. Com o modelo utilizado, o erro¹ obtido é de 35 %. Os resultados apresentados na tabela 6.3 são os valores máximos das tensões equivalentes de von Mises em cada uma das zonas seleccionadas. Os valores referem-se aos resultados nodais lidos nas figuras de resultados do programa de análise utilizado. As zonas seleccionadas de *A* a *S* representam as juntas mais solicitadas da estrutura. Na coluna *Nom.* indicam-se as tensões nominais médias dos perfis, em zonas afastadas das juntas. Na figura 6.4 encontra-se a localização de cada uma das zonas. Não se apresentam os deslocamentos dos nós.

Outros resultados obtidos:

- Peso da estrutura otimizada: **43 kg**
- Tara (estrutura, carroçaria, motorização, etc.): **360 kg**
- Peso em andamento (peso bruto): **810 kg**

¹ Structural percentage error in energy form (ANSYS)

- Distribuição de pesos da estrutura (Fr/Tr): 36/64 %
- Distribuição da tara (Fr/Tr): 29/71 %
- Distribuição do peso em andamento (peso bruto) (Fr/Tr): 22/78 %
- Rigidez torsional² da estrutura: 1,75 kNm/°
- Rigidez à flexão² da estrutura: 3,31 kNm/°
- Frequências naturais de vibração da estrutura: 1ª - 42,4 Hz (flexão), 2ª - 45,0 Hz (torção), 3ª - 73,6 Hz (torção)

Caso 6.	Nom.	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
1	12	113	56	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	25	12	12
2	10 - 20	10	91	20	20	81	50	10	10	10	10	10	10	10	10	10	50	10
3	28	245	109	55	55	28	55	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	82
4	25 - 51	229	76	76	51	51	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	51
5, 6	31 - 62	282	125	31	31	31	31	31	31	62	31	31	31	31	31	62	31	31
7, 8	25 - 51	178	229	76	51	178	127	25	25	25	76	25	51	51	25	51	127	25
9, 10	31 - 63	284	158	63	31	31	31	63	31	31	31	31	63	31	94	31	31	
11, 12	28 - 57	28	258	85	57	200	143	28	28	28	85	28	57	28	28	57	115	28
13	31 - 63	285	127	63	31	63	63	63	31	31	31	31	63	31	95	31	31	
14	28 - 59	28	266	59	59	207	148	59	59	28	28	59	28	28	28	111	28	
15, 16	43 - 64	192	150	43	43	43	43	43	43	43	64	43	43	43	43	85	43	64
17	41 - 64	194	172	64	64	64	64	64	64	64	41	41	41	64	41	108	64	41
18, 19	30 - 60	273	91	152	30	30	60	60	30	60	60	30	60	60	60	91	30	30
20, 21	36	324	108	144	36	36	36	36	36	36	108	36	36	36	36	36	36	36
22	36	326	245	245	72	72	72	72	36	72	72	72	36	36	36	72	36	36
23, 24	52	472	105	210	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52
25, 26	37 - 75	339	149	75	75	37	37	37	37	75	75	37	37	37	37	75	37	74
27, 28	37 - 74	332	148	111	74	74	74	37	37	111	74	37	37	74	37	74	74	74

Tabela 6.3 - Tensões equivalentes de von Mises na estrutura

6.7 Análise e discussão dos resultados

Dos resultados apresentados constata-se o seguinte:

- as tensões mais elevadas encontram-se nas zonas de apoio dos braços das suspensões na estrutura (zonas A a D), principalmente para a suspensão traseira. Os valores das tensões chegam em alguns casos a ultrapassar os 300 MPa e mesmo os 400 MPa (casos 6.23 e 6.24). Para a suspensão dianteira as tensões raramente ultrapassam os 150 MPa. A razão destes elevados valores prende-se com o facto dos apoios das suspensões estarem confinados a apenas um ponto, sendo as concentrações de tensões muito elevadas. Para diminuir o

² Conforme capítulo 5.

valor das tensões nessas zonas, foi aumentada para 6 mm a espessura dos elementos. Conseguiu-se, assim, obter uma leitura mais exacta dos valores das tensões noutros pontos;

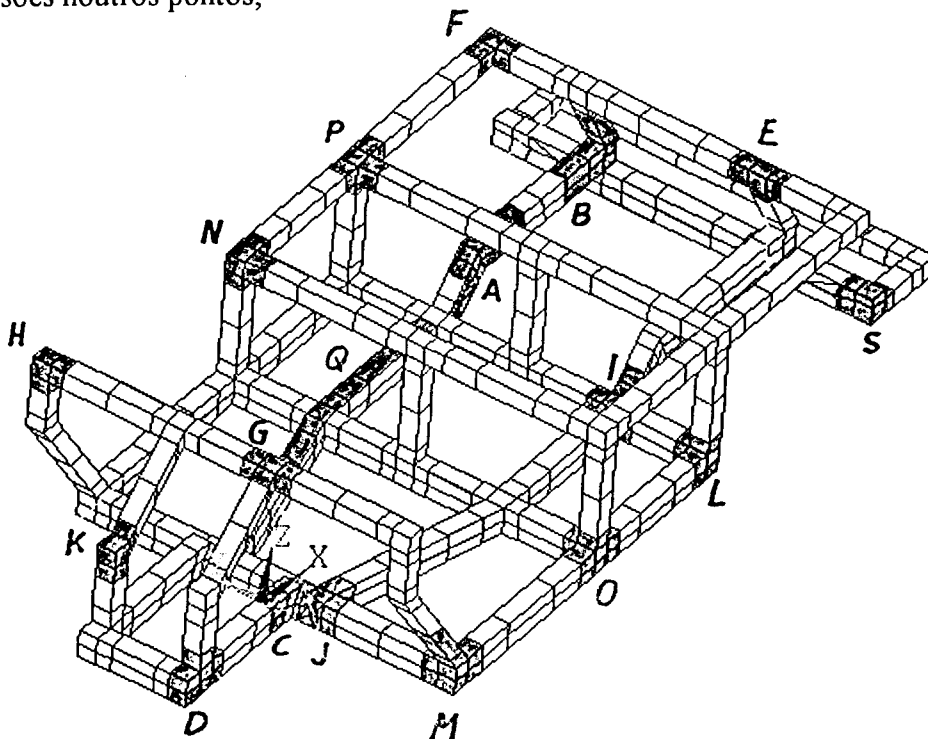


Figura 6.4 - Localização das zonas A a Q e *Nom.*

- as zonas que estão sujeitas, em segundo lugar, às maiores tensões são as juntas E, F e P. Destas, a junta E está sujeita à maior tensão (atinge 207 MPa para o caso 6.14 - torção composta). A razão prende-se com o facto de ser nesta zona, e concretamente no nó em torno do qual surgem estas tensões, que se encontra fixado o conjunto mola-amortecedor traseiro. Nas juntas F e P os valores das tensões não são tão elevados, mas ultrapassam em alguns casos os 140 MPa. A figura 6.5 mostra a distribuição das tensões nas juntas E e F para o caso mais crítico (caso 6.14). Estes valores devem ser considerados muito elevados, se atendermos à resistência à fadiga e à perda de resistência devida à soldadura;
- nas restantes zonas, salvo raras excepções, os valores das tensões nunca ultrapassam os 100 MPa ($n > 2,2$). A figura 6.6 apresenta a distribuição de tensões em toda a estrutura para o caso 6.14. As tensões nominais dos perfis apresentam os valores de tensão mais baixos (coluna *Nom.*), apresentando, no pior caso, um coeficiente de segurança n superior a 2,9 (melhores resultados que nas simulações com elementos viga/barra)³;

³ Sendo a tensão de fadiga corrigida $\sigma_{fad}^c = 86$ MPa (capítulo 7), conclui-se que os perfis em zonas afastadas das uniões ($\sigma_{nom} < 74$ MPa) resistem às solicitações dinâmicas.

- os casos onde se atingem as tensões mais elevadas na estrutura (excepção das zonas A - D) são os casos de torção traseira e composta. Nos casos de acelerações longitudinais e laterais, atingem-se os maiores valores de tensões nos apoios da suspensão. No entanto, as acelerações parecem não afectar a restante estrutura;

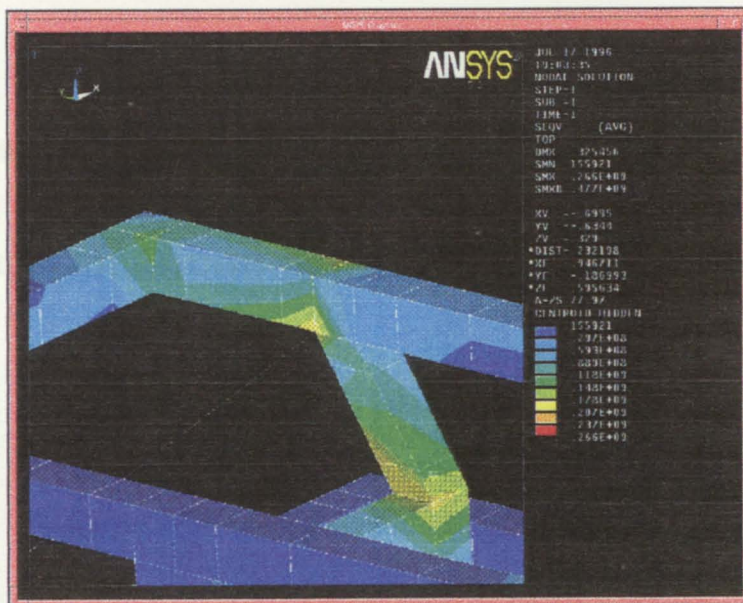


Figura 6.5 - Tensões nas juntas E e F (caso 6.14 - torção composta)

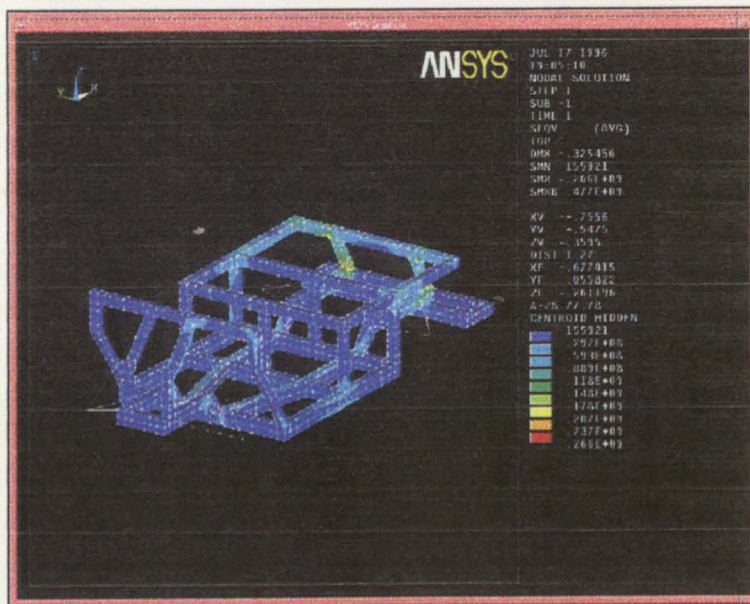
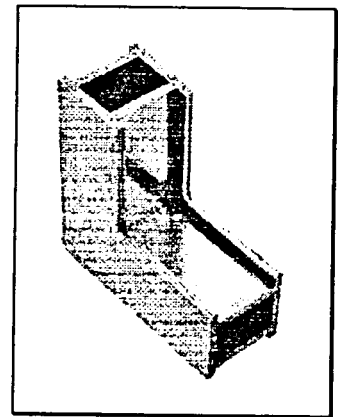


Figura 6.6 - Tensões em toda a estrutura (caso 6.14)

- a utilização de um modelo com elementos de placa conduziu a um aumento de 10 % do peso da estrutura e a uma diminuição significativa da sua rigidez (redução de 25 % na rigidez torsional e 27 % na rigidez à flexão). As frequências naturais de vibração baixaram cerca de 15 % (bom resultado). A distribuição de pesos continua a ser maioritariamente traseira.

Deste modo, consideram-se “juntas críticas” as juntas E, F e P, uma vez que alterando a sua concepção com vista a permitir um aumento substancial da sua resistência, conseguir-se-ia melhorar significativamente o comportamento da estrutura, sem necessidade de utilização de perfis mais espessos. Estes perfis só iriam sobredimensionar a restante estrutura. Estas juntas representam uma junta do tipo T, uma do tipo L e uma do tipo 3D.

Devido à maior simplicidade da sua geometria (planar), somente as juntas E e F serão alvo de futuras alterações na sua concepção (capítulos 7 e 8).



7. Concepção e dimensionamento dos reforços internos

Objectivo do capítulo

Neste capítulo dimensionam-se os reforços a introduzir nas juntas da estrutura do WIESCAT 4, com vista ao aumento da eficiência mecânica das mesmas. São feitas análises em EF de vários reforços de modo a se obter a geometria ideal. São comparados os resultados, em termos de resistência e rigidez mecânica em juntas do tipo L e T, unidas com e sem reforço para dois tipos diferentes de cargas. É feita uma breve referência ao comportamento à fadiga das juntas. Obtém-se o reforço “ideal”.

Estrutura do capítulo

Secção 7.1 - Introdução e definição dos objectivos e da metodologia.

Secção 7.2 - Concepção do reforço pretendido.

Secção 7.3 - Análise detalhada de uma junta soldada. Apresentação do modelo em EF e dos resultados.

Secção 7.4 - Dimensionamento dos reforços. Separação dos reforços em 4 grupos característicos. Obtenção do reforço a aplicar.

Secção 7.5 - Caracterização do reforço escolhido. Dimensões e pesos do reforço. Discretização de uma junta em L reforçada. Resultados da análise computacional. Descrição das vantagens da junta reforçada.

Secção 7.6 - Verificação à fadiga das juntas.

Secção 7.7 - Análise em EF de uma junta em T, com e sem reforço. Apresentação dos resultados.

Conclusões

Com o reforço dimensionado reduziram-se as tensões estáticas máximas entre 2,0 e 5,4 vezes nas juntas L e T e aumentou-se a rigidez entre 2,0 e 3,9 vezes. A resistência à fadiga da junta L aumentou consideravelmente. Entrando em consideração com outros factores, prevê-se conseguir maiores aumentos do desempenho da junta reforçada. Com a utilização deste reforço eliminam-se as soldaduras, facilita-se a construção da estrutura e torna-se esta esteticamente mais agradável.

7.1 Introdução

No capítulo anterior definiram-se as juntas E e F (figura 6.4) como as juntas “críticas” que serão alvo de alteração da sua concepção. Nestas juntas, as tensões chegam a atingir os 200 MPa (figura 6.5), o que corresponde a um coeficiente de segurança estático de $n = 1,1$. Existem vários factores que justificam um reforço das juntas:

- as análises efectuadas nos capítulos anteriores só consideraram esforços estáticos, não entrando com a resistência à fadiga de perfis soldados de alumínio. Será feita uma breve referência acerca de fadiga na secção 7.7;
- tratando-se de juntas soldadas, as tensões admissíveis do material são inferiores à do metal base ($\sigma_{ced} \approx 90$ a 100 MPa - capítulo 4).

Existe, portanto, uma necessidade de reforço destas zonas. Uma forma de aumentar a resistência das juntas consiste na utilização de perfis de espessuras superiores. No entanto, obter-se-iam sobredimensionamentos em zonas menos críticas (zonas afastadas das juntas), tornando-se o peso da estrutura desnecessariamente elevado. Outra forma de aumentar a resistência das juntas consiste num aumento localizado da espessura dos perfis. Este “aumento localizado” pode ser garantido através da introdução de reforços externos (placas, anéis, etc.) ou reforços internos. Como referido no capítulo 1, optou-se neste trabalho pela introdução de reforços internos, uma vez que não só facilitam a montagem da estrutura, como também são esteticamente mais agradáveis, eliminando descontinuidades nas paredes externas dos perfis.

Neste capítulo ir-se-á conceber e dimensionar um tipo de reforço interno que garanta a resistência e rigidez pretendidas das juntas e que conduza a um aumento mínimo do peso da estrutura. A metodologia usada para o projecto dos reforços foi a seguinte:

1. identificação das juntas a reforçar (junta do tipo L e T - capítulo 6);
2. definição do tipo de reforço pretendido, concepção do reforço (secção 7.2);
3. análise da junta soldada (secções 7.3 e 7.7);
4. dimensionamento de reforços (secção 7.4);
5. análise da junta reforçada (secções 7.5 e 7.7).

7.2 Concepção do reforço interno

Pretende-se conceber um reforço interno, que funcionará como “nó”, no qual são encaixados e colados os perfis da estrutura. Deste modo, não só se consegue aumentar a resistência das juntas, como se facilita a união dos perfis e se elimina a soldadura. A utilização da colagem permite ainda a distribuição dos esforços, contribuindo para um aumento da resistência à fadiga [R7, R10]. Os reforços são constituídos por chapas de alumínio e terão uma forma semelhante à apresentada na figura 7.1.

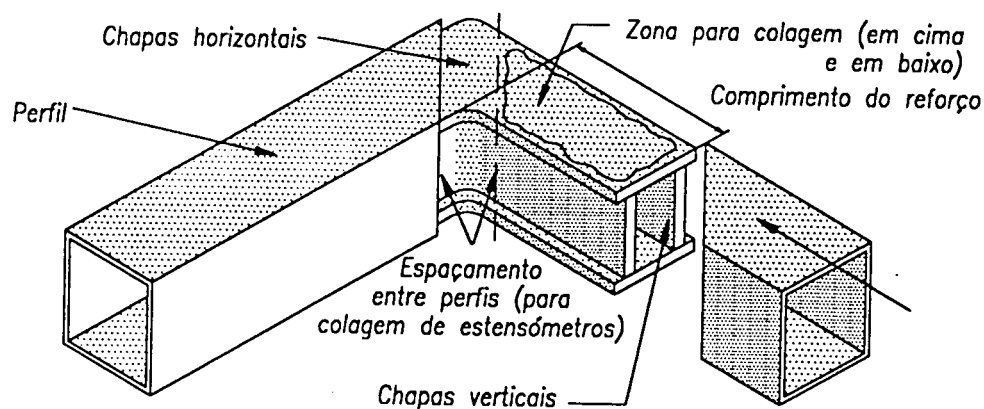


Figura 7.1 - Reforço interno

Os reforços têm uma superfície plana junto dos perfis para permitir a sua colagem (figura 7.1). Foi otimizado um reforço “ideal” para a junta L, tendo dos os resultados posteriormente utilizados na junta T. As variáveis de projecto identificadas nos reforços, e através das quais se optimizou a sua geometria, foram as seguintes:

- posição das chapas (horizontal e vertical);
- localização das chapas (ao meio, nas extremidades, etc.);
- espessura das chapas;
- comprimento das chapas.

7.3 Modelo da junta tipo L soldada

Para servir de comparação, foi concebido, em primeiro lugar, um modelo detalhado em EF de uma junta em L soldada. O modelo representa dois perfis 50x50x1,6 mm com 25 cm de comprimento unidos, formando entre si um ângulo de 90°. A junta discretizada encontra-se na figura 7.2. As características do modelo são as seguintes:

- a malha em EF é constituída por 2076 nós e 2064 elementos de placa (SHELL63 - R9 (tabela 7.2)). O material é o alumínio;
- no modelo foi introduzida um “braço” em aço que servirá de ponto de aplicação das cargas. O braço é composto por 4 elementos viga/barra (BEAM4 - R10 (tabela 7.2)). O sua comprimento útil é de 175 mm. Os elevados valores das propriedades do braço tornam-o indeformável face à rigidez da junta. Os seus quatro pontos de apoio pretendem distribuir os esforços por uma área maior do perfil;

- os elementos da junção dos dois perfis (soldadura) têm as mesmas propriedades que o metal base. O raio de concordância entre os perfis é nulo.

Ref.	Alt-z [mm]	Lar-y [mm]	Esp. [mm]	A [m ²]	I _{zz} [m ⁴]	I _{yy} -	I _{yy} /I _{yy} [N/m]
R9	-	-	1,6	-	-	-	1
R10	40	20	-	1	1	1	-

Tabela 7.1 - Propriedades geométricas dos elementos utilizados

As propriedades dos materiais utilizados encontram-se no capítulo 5. O programa utilizado para o cálculo foi o ANSYS, versão 5.2.

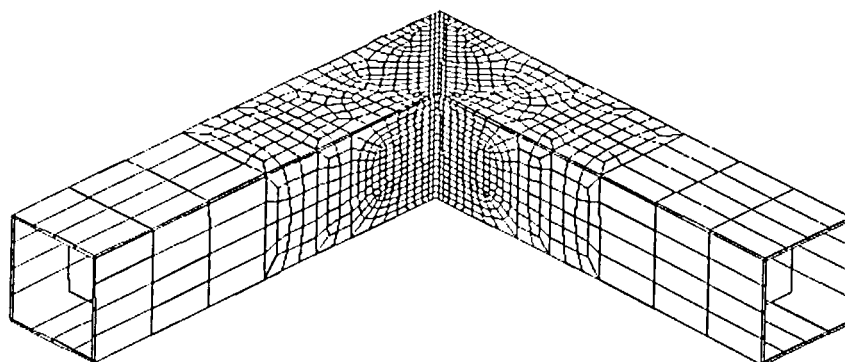


Figura 7.2 - Junta L soldada, discretizada em 2064 elementos de placa

Foram calculadas as tensões existentes na junta quando solicitada por dois tipos diferentes de cargas, denominadas por carga A e B (figura 7.3). As cargas originam simultaneamente esforços de tracção, flexão e torção (carga B) e foram escolhidas de forma a que provocassem uma distribuição de tensões idêntica às registadas na junta F da estrutura do WIESCAT 4. O valor das tensões não pretende ser idêntico ao da estrutura, uma vez que somente serve como referência de tensões numa junta. Os valores das forças estáticas utilizadas foram $F_x = 1962 \text{ N}$ (200 kg) para a carga A e $F_x = 1226 \text{ N}$ (125 kg) para a carga B. A junta encontra-se fixa como se pode ver na figura 7.3.

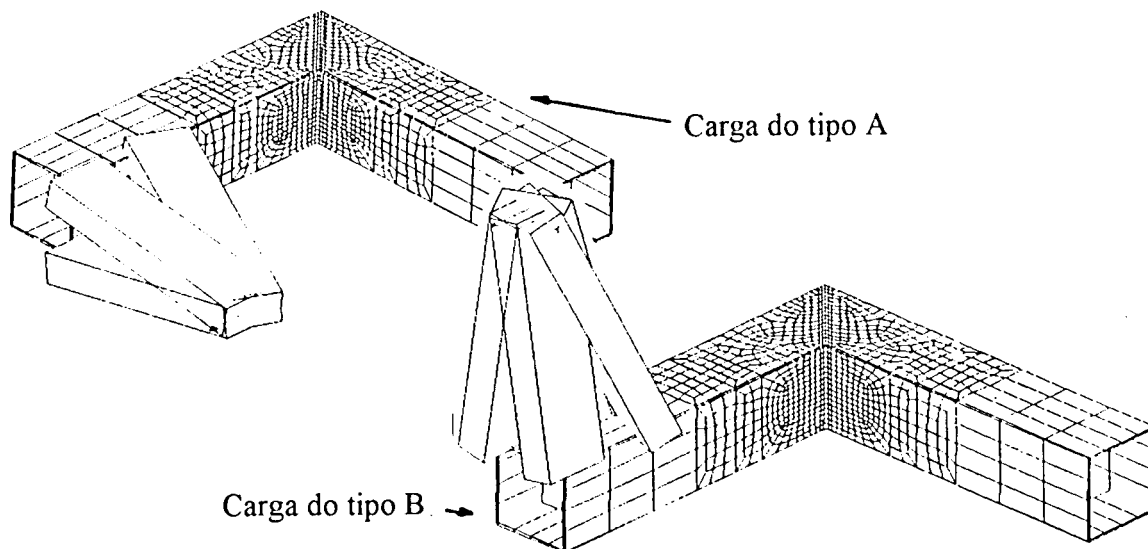


Figura 7.3 - Cargas e constrangimentos aplicados

7.3.1 Resultados e conclusões sobre a junta L soldada

Foi utilizado como tensão de projecto a tensão equivalente de von Mises. Cada coluna da tabela 7.2, sob o título *Tensões*, representa o valor da tensão em locais determinados da junta (no cordão e numa linha afastada do cordão - figura 7.4). O valor sob a coluna *Rigidez* representa o deslocamento da extremidade do perfil onde é aplicada a carga (média dos deslocamentos dos 4 vértices da extremidade). Os resultados referem-se aos valores nodais obtidos na simulação computacional. A distribuição das tensões na junta apresenta-se na figura 7.11.

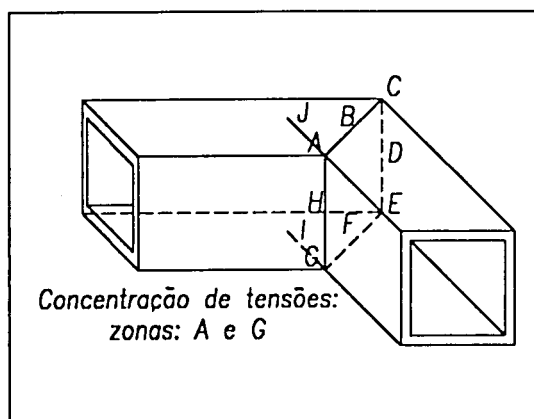


Figura 7.4 - Localização das tensões apresentadas na tabela 7.2

Carga	Tensões [MPa]										Rig. [mm]
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
A	160-360	120	80	80	80	120	160-360	120	120	120	2,3
B	269-404	90	45	45	45	45	180-225	90	90	90	2,7

Tabela 7.2 - Tensões e deslocamentos da junta do tipo L soldada

Dos resultados constata-se o seguinte:

- a junta apresenta tensões maiores para cargas do tipo B. O efeito de concentração de tensões origina tensões de 160 a 360 MPa (carga A) e 269 a 404 MPa (carga B), o que corresponde a factores de concentração de tensão respectivamente de $k_t = 1,4$ a $4,5$ e $k_t = 3,0$ a $9,0$. Os valores das tensões de entalhe referem-se às tensões incluídas num raio de 5 mm (dimensão de um elemento);
- a tensão nominal é 80 a 120 MPa (carga A) e 45 a 90 MPa (carga B);
- a junta apresenta-se mais “rígida” para cargas tipo A.

7.4 Dimensionamento dos reforços

Com a introdução dos reforços internos pretende-se uma diminuição de cerca de 3 vezes dos valores das tensões. Para se chegar à geometria ideal, foram analisadas várias formas diferentes de reforços para as cargas descritas acima. Nas análises efectuadas pretendeu-se concluir o seguinte:

- qual a posição ideal das chapas dos reforços (horizontal ou vertical) e que tipo de resistência conferem à junta;
- qual a localização ideal das chapas (a meio, nas extremidades, etc.);
- qual a espessura ideal das chapas;
- qual o comprimento ideal das chapas.

Foram desenvolvidos vários modelos em EF que permitiram a análise de vários tipos de reforços. Os modelos concebidos representam a junta L reforçada com elementos de placa no seu interior. Os modelos foram elaborados de forma a que fosse simples e eficaz o estudo de cada um dos reforços analisados. Assim, o interior dos perfis é composto por uma “rede” de áreas que permitiu simular facilmente cada uma das geometrias dos reforços. A diferença entre os modelos concebidos prende-se com a localização das várias áreas no seu interior e com o refinamento da malha. Um exemplo de uma “rede” de áreas (288 áreas no total) encontra-se no apêndice C (figura C.1).

O número de elementos de placa (SHELL63), incluindo perfis e reforços, depende do tipo de reforço considerado e situa-se entre 1252 e 1910 (1213 a 1781 nós). As dimensões dos perfis, as cargas e constrangimentos utilizados e as propriedades dos elementos são as mesmas que no caso da junta soldada. Para os reforços utilizaram-se elementos de placa idênticos com espessuras entre 3,2 e 4,8 mm.

Na figura 7.5 encontram-se os diferentes reforços analisados. Esta figura apresenta um corte de cada um dos reforços. As linhas grossas representam as chapas interiores num corte do perfil. A figura não se encontra à escala. Indicam-se as espessuras de cada chapa em termos da espessura t da parede do perfil. Cada grupo de reforços (I a IV) teve um objectivo próprio, que se descreve nas próximas secções. Os resultados encontram-se no apêndice C, na tabela C.5.

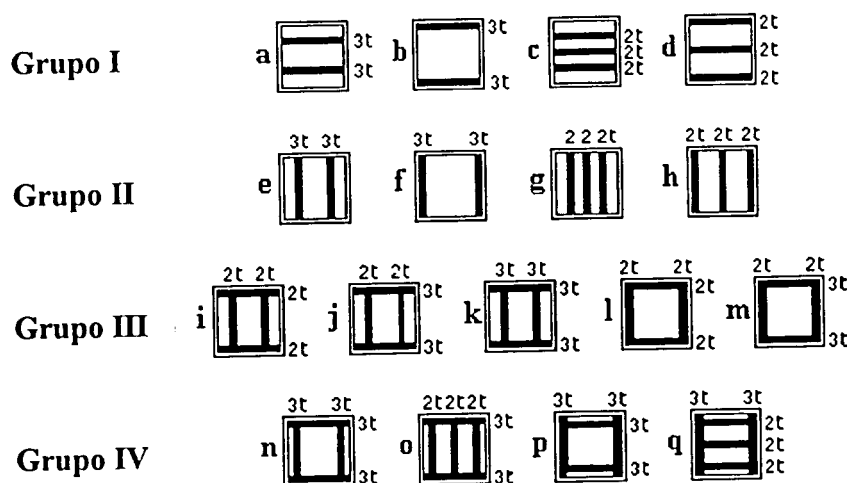


Figura 7.5 - Principais tipos de reforços analisados

7.4.1 Grupo I - chapas horizontais

Este grupo representa reforços compostos unicamente por chapas em posição horizontal com 7 cm de comprimento. A espessura das chapas varia entre $2t$ e $3t$, apresentando as chapas do reforço, em qualquer dos casos, uma espessura total de $6t$. Analisou-se, para cada reforço, a resistência (tensões) e rigidez da junta quando sujeita às cargas A e B (figura 7.3). Pretendeu-se verificar qual a influência da posição horizontal e da localização das chapas no comportamento da junta. Constatou-se o seguinte:

Carga A - os 4 reforços a a d contribuem para a redução das tensões na junta, apresentando o reforço b a maior redução na tensão máxima (a zona com concentração de tensões). Em segundo lugar encontra-se o reforço d. Em termos de rigidez, são igualmente os reforço b e d que conferem os menores deslocamentos médios na extremidade do perfil. Conclui-se que quanto mais se encontrarem as chapas na extremidade do perfil, menores são as tensões e maior é a rigidez conseguidas.

Carga B - somente os reforços b e d reduzem um pouco as tensões na junta, embora permaneçam ainda bastante elevadas. Em termos de rigidez, são estes dois reforços que contribuem para o seu aumento. Os restantes reforços somente contribuem para um aumento das tensões e diminuição da rigidez. Conclui-se, novamente, que a localização das chapas nas extremidades do perfil é mais vantajosa, embora a posição horizontal das chapas tenha pouca influência para cargas do tipo B.

7.4.2 Grupo II - chapas verticais

Fez-se o mesmo estudo que no grupo I, utilizando-se chapas na posição vertical. Dos resultados obtidos constatou-se o seguinte:

Carga A - dos 4 reforços analisados, apenas os reforços **f** e **h** reduziram as tensões na junta. No entanto, no caso **h**, a chapa central origina elevadas tensões nas paredes do perfil (208 a 468 MPa), o que torna este tipo de reforço impraticável. Os reforços **e** e **g** aumentaram as tensões consideravelmente. Em termos de rigidez, a maior contribuição para o seu aumento veio dos casos **e** e **h**. Os outros reforços pioraram a rigidez em relação à junta soldada.

Carga B - a maior redução de tensões provém do caso **f**. No caso **h**, as tensões também diminuíram, mas persiste o problema da introdução de tensões na parede do perfil, sendo portanto um reforço inadequado. A maior rigidez surge nos casos **h** e **f**. Os casos **e** e **g** apresentam resultados piores do que a junta soldada.

Dos resultados obtidos (grupos I e II), conclui-se que se obtêm as maiores reduções de tensões e os maiores aumentos de rigidez nos casos em que as chapas dos reforços se encontram o mais próximo das paredes dos perfis. Este facto não era de estranhar, uma vez que com esta geometria se obtêm os maiores momentos de inércia da secção do reforço. O reforço ideal deve, assim, aproximar-se desta configuração.

7.4.3 Grupo III - chapas horizontais e verticais

Neste estudo pretendeu-se verificar a contribuição da introdução de dois tipos de orientação das chapas (horizontal e vertical) no comportamento da junta. Assim, analisaram-se cinco tipos diferentes de reforços, com chapas com espessuras entre $2t$ e $3t$. Só se assinalam casos para cargas do tipo A. Constatou-se o seguinte:

- as maiores reduções de tensões obtêm-se quando as chapas se encontram o mais afastado possível da linha média do perfil. Obtiveram-se, assim, os melhores resultados para os casos **m** e **l**, apesar do caso **k** apresentar espessuras superiores nas chapas. A rigidez mais elevada obteve-se para o reforço **m**;
- para este tipo de carga (A), comparando as tensões para os casos **b**, **j** e **k**, que representam reforços com chapas horizontais com espessura $3t$ e diferentes espessuras nas chapas verticais, conclui-se que a influência destas últimas é praticamente inexistente, confirmando o que se disse acima.

Dos resultados deste grupo, conclui-se que o reforço ideal deverá ter a forma dos reforços **l** ou **m**, com espessuras o maior possível, i.e., o reforço ideal corresponde a um simples aumento da espessura do perfil. No entanto, manter-se-iam as juntas soldadas, o que não se pretende, e obter-se-ia um elevado peso na estrutura. Tendo-se como objectivo construir os reforços, e para simplificar a sua colocação e colagem nos perfis, optou-se por desenvolver uns reforços cujas chapas não se encontrassem todas nas

extremidades, evitando-se desalinhamentos na sua construção que poderiam fazer com que os reforços não entrassem nos perfis. Assim, conceberam-se os reforços que se analisaram no grupo IV.

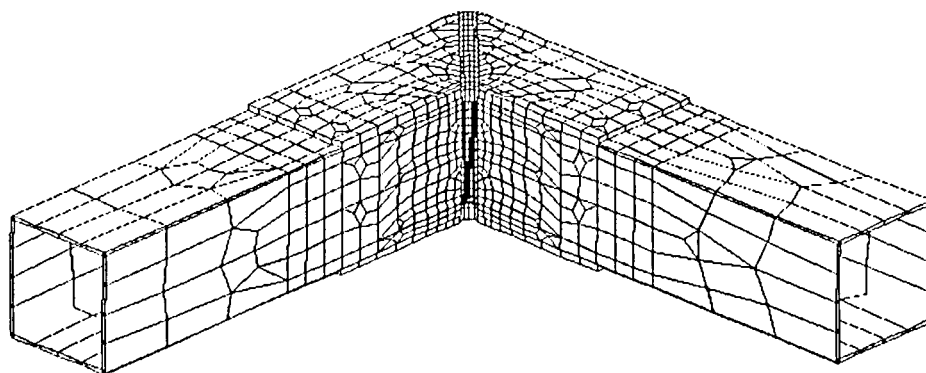
7.4.4 Grupo IV - reforços realizáveis

Estes reforços apresentam um par de chapas encostadas ao perfil e o outro 5 mm para dentro. Analisando os resultados apresentados na tabela C.5, conclui-se que estes reforços apresentam uma resistência ligeiramente inferior ao reforço **m** (como era de esperar). A razão pela qual a rigidez é superior prende-se fundamentalmente com o facto de se ter utilizado uma “malha” diferente no modelo de EF. Neste grupo, os melhores resultados obtiveram-se com o reforço **n**, que é o reforço escolhido.

7.5 Reforço escolhido

7.5.1 Modelo de elementos finitos

Na figura 7.6 encontra-se o modelo em EF da junta reforçada que foi utilizado nos cálculos para o grupo IV. O modelo é composto por 1686 nós e 1766 elementos de placa (SHELL63).



**Figura 7.6 - Modelo em EF da junta reforçada com o reforço escolhido.
1766 elementos de placa no total**

7.5.2 Tensões e rigidez

A tabela 7.3 apresenta os resultados das tensões e rigidez do perfil reforçado quando sujeito a cargas do tipo A e B, e o melhoramento em relação à junta soldada (7.3).

Carga	Tensão de von Mises [MPa]										Rig. [mm]
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
A ref.	61-138	31	31	15	31	31	61-138	31	31	31	1,0
A red.	2,6	3,9	2,6	5,3	2,6	3,9	2,6	3,9	3,9	3,9	2,3
B ref.	50-75	25	12	12	12	25	63-113	25	25	25	0,7
B red.	5,4	3,6	3,8	3,8	3,8	1,8	2,0	3,6	3,6	3,6	3,9

Tabela 7.3 - Tensões e deslocamentos da junta L reforçada

Da leitura da tabela 7.4 constata-se que através da incorporação do reforço se conseguem reduções das tensões entre 2 e 5 vezes, apresentando as zonas mais críticas (zonas A e G) reduções entre 2,0 e 5,4 vezes. A rigidez da junta aumentou entre 2,3 e 3,9 vezes para as cargas aplicadas. O aumento de peso foi de 108%.

Nos modelos concebidos, os perfis não foram completamente introduzidos dentro do reforço, existindo uma folga de 7 mm entre os topos dos dois perfis. Deste modo, procurou-se representar o fenómeno real, onde os perfis encostados não contribuem para a resistência da junta. Caso os perfis forem colados topo a topo, prevê-se que a resistência da junta aumente cerca de 10 a 20 %¹. Na figura 7.11 apresenta-se a distribuição das tensões na junta. Verifica-se que a introdução do reforço introduz tensões da ordem dos 70 MPa nas paredes laterais dos perfis devido à descontinuidade das espessuras.

7.5.3 Dimensões e peso do reforço

O reforço é composto por chapas com espessura 3t. O comprimento das chapas do reforço é 7 cm. Analisaram-se reforços com outros comprimentos (5 e 10 cm), com o objectivo de se optimizar o peso do reforço. Os resultados obtidos mostram que com chapas de 5 cm as tensões sobem em média 1 MPa ao longo de toda a junta (2 a 5 MPa na zona A) e o deslocamento médio aumenta 0,2 mm. Com chapas de 10 cm de comprimento, as tensões baixam em média 1 MPa para qualquer tipos de cargas e os deslocamentos médios reduzem 0,1 mm. Não existindo diferença significativa entre a resistência e rigidez das juntas, optou-se pelo reforço com 7 cm e não o de 5 cm, uma vez que o primeiro garante maior superfície de colagem ao perfil. A superfície de colagem por perfil é assim de 44 cm² de cada lado o que totaliza 88 cm² por perfil. Situando-se a tensão de corte das colas estruturais vulgares entre 10 e 30 MPa,

¹ Devido ao aumento da espessura da zona crítica.

consegue-se, em condições ideais, resistir entre 43,5 e 131,0 kN (4.434 e 13.353 kg) de esforço de corte.

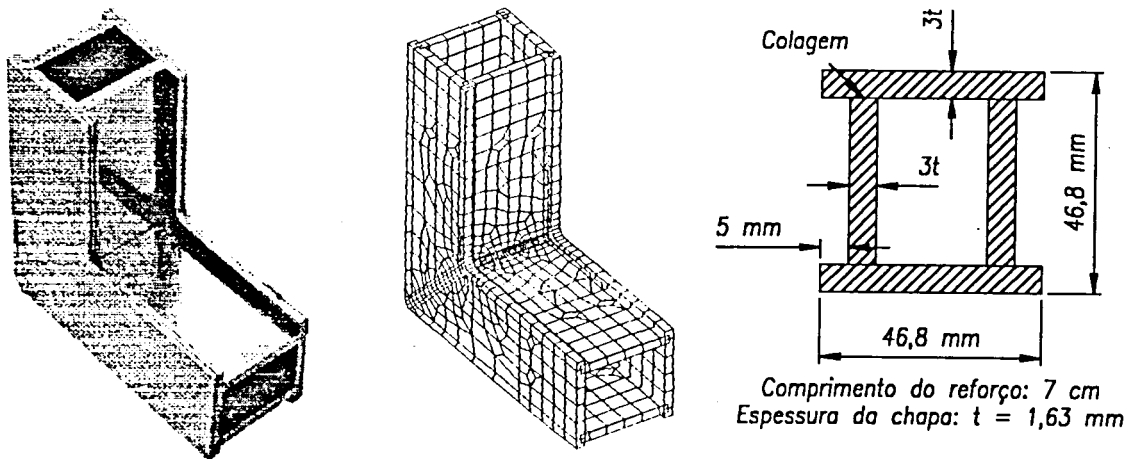


Figura 7.7 - Reforço concebido: a) modelo real, b) modelo em EF, c) dimensões

A utilização de reforços tem outra vantagem suplementar, nomeadamente a possibilidade de se alterarem os raios de curvatura em zonas críticas (cantos), diminuindo-se, assim, as concentrações de tensões.

Na figura 7.8 apresenta-se o ganho relativo, em termos de resistência específica da junta / comprimento do perfil, para 4 tipos de juntas com cargas do tipo A:

- junta L - 50x50x1,6 mm - soldada;
- junta L - 50x50x4,8 (3t) mm - soldada;
- junta L - 50x50x6,4 (4t) mm - soldada;
- junta L - 50x50x1,6 mm - reforçada (reforço com 7 cm).

A resistência específica representa o produto da tensão máxima (zona A) pelo peso do conjunto, i.e., quanto menor o produto, melhor o desempenho da junta.

Constata-se da figura, que para perfis a partir de 25 cm de comprimento, a junta reforçada apresenta vantagens, em termos de resistência específica, em relação às outras juntas. Para comprimentos de 100 cm, a resistência específica é cerca de metade da da junta soldada 50x50x1,6 e cerca de um terço da junta 50x50x6,4. Se se contabilizar o facto destes últimos perfis serem soldados (com os problemas daí resultantes como a perda de resistência do material, falta de penetração da soldadura, problemas de fadiga das juntas² soldadas, etc.) e o referido acima à cerca da colagem topo a topo dos perfis, o ganho da junta reforçada face às outras juntas deverá ser ainda superior.

² As tensões apresentadas são tensões estáticas.

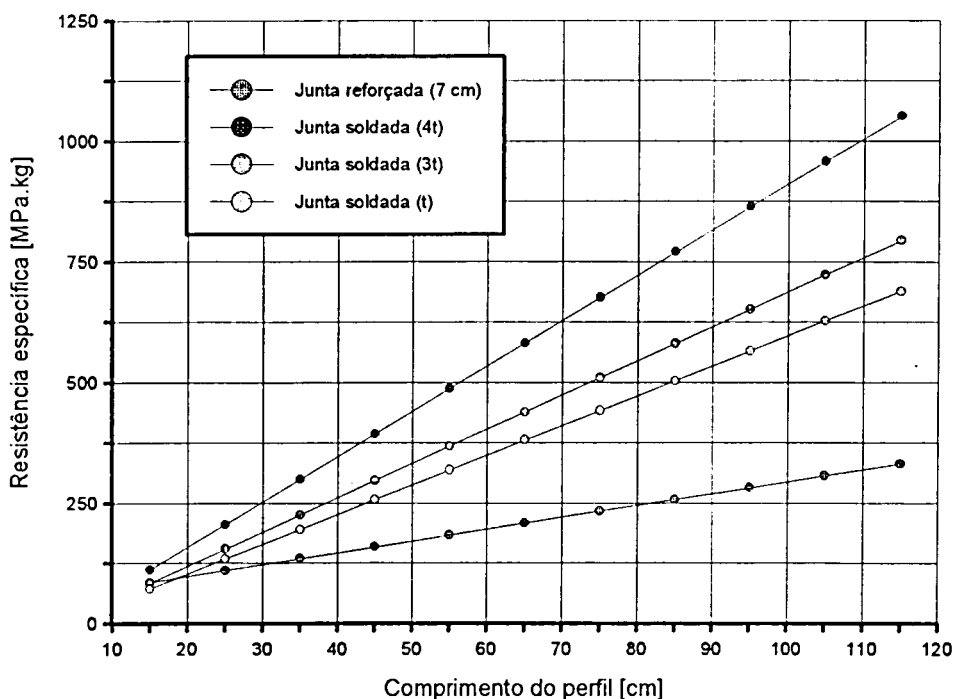


Figura 7.8 - Resistência específica em relação ao comprimento dos perfis³

7.6 Resistência à fadiga

Encontrando-se uma estrutura automóvel permanentemente sujeita a cargas cíclicas, o comportamento à fadiga é um factor importante que não pode ser omitido. Pretende-se nesta secção fazer a verificação da resistência à fadiga das juntas soldada e reforçada. Utilizaram-se os resultados obtidos nas simulações em EF, uma vez que calculam a distribuição de tensões e o factor de concentração de tensões com um grau de precisão suficiente [L13]. Uma vez que é desconhecido o espectro de tensões a que a junta vai estar sujeita, foram considerados alguns pressupostos:

- só se analisou o comportamento teórico à fadiga das juntas sujeitas a cargas do tipo A, tendo-se considerado o seu valor como o valor máximo a que a junta vai estar sujeita, i.e, $F_x = 1962 \text{ N}$ (200 kg). Esta carga origina esforços de tracção e flexão nas juntas;
- desconhecendo-se o espectro de tensões, considerou-se apenas o caso de solicitações repetidas⁴ ($R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = 0$), o que representa que o carregamento F_x é alternadamente máximo e nulo.

³ A tensão máxima utilizada para a junta 50x50x6,4 é a da junta 50x50x4,8, pelo é de esperar que a curva real para esta junta se encontre mais abaixo.

⁴ Só se encontrou informação para este caso.

7.6.1 Junta L soldada

Dada a sua aplicação mais específicas, existem, para perfis rectangulares de parede fina, poucos trabalhos realizados que permitam a formulação de critérios de projecto de fadiga baseados na tensão crítica⁵, como é feito para perfis circulares. Em alternativa, outro critério utilizado consiste na classificação das juntas em grupos, de acordo com determinadas gamas de resistência à fadiga (*método da classificação*). Este critério define o comportamento à fadiga com base apenas em parâmetros geométricos e de carga [L13]. As tabelas para classificação consultadas não apresentavam juntas em L. As geometrias mais idênticas encontradas referiam-se a juntas em T compostas por dois perfis unidos por uma soldadura de canto. Sendo o tipo de soldadura e junta utilizados diferente, optou-se por analisar o comportamento à fadiga de forma que se descreve.

Considerou-se que são unicamente as paredes horizontais do perfil que resistem à fadiga. Estas partes dos perfis encontram-se unidas por soldaduras topo a topo. Assim, analisou-se a resistência à fadiga de uma soldadura deste tipo para uma carga conforme se apresenta na figura C.2 (Apêndice C (C.10)). Utilizaram-se dados referentes a chapa com 5 mm de espessura na liga 5083 para solicitações repetidas ($R = 0$). Utilizaram-se os resultados da tensão principal σ_1 que se encontra perpendicular à linha da soldadura⁶ (resultados de EF). Nas zonas A e G (figura 7.2): $\sigma_1 = 235$ a 428 MPa e na zona B: $\sigma_1 = 106$ MPa. Considerou-se como tensão de comparação a média dos valores apresentados $\Rightarrow \sigma_{comp} = 219$ MPa (cálculos no Apêndice C (C.11)). Da curva S-N (figura C.2 - Apêndice C (C.10)) constata-se que a vida da junta é inferior a 10^4 ciclos.

7.6.2 Junta L reforçada

Para a junta reforçada, considerou-se que apenas as chapas horizontais do reforço contribuem para a sua resistência (como no caso anterior). A tensão limite de fadiga do alumínio 5052-H34 é $\sigma_{fad} = 125$ MPa (5×10^8 ciclos) [L2]. Este valor deve ser corrigido por forma a entrar em conta com diversos fenómenos que podem alterar a resistência à fadiga da peça. Estes fenómenos são contabilizados multiplicando a tensão limite de fadiga por diversos factores de correcção C_1 a C_4 [L13], obtendo-se: $\sigma_{fad}^c = 86$ MPa (Apêndice C (C.11)).

Calculou-se a resistência à fadiga através de 2 métodos diferentes: i) resultados das simulações em EF, e ii) método analítico. Pelas mesmas razões indicadas acima, utilizou-se a tensão principal σ_1 como tensão de projecto. Dos resultados das simulações em EF tem-se: zona A: $\sigma_1 = 98$ a 148 MPa e na zona B: $\sigma_1 = 32$ MPa, obtendo-se: $\sigma_{nom} = 32$ MPa, $\sigma_{máx} = 78$ MPa. Analiticamente obtêm-se os seguintes valores: $\sigma_{nom} = 36$ MPa, $\sigma_{máx} = k_1 \times \sigma_{nom} = 65$ MPa (cálculos no Apêndice C (C.11)).

⁵ A tensão crítica inclui a tensão nominal e tensões locais de compatibilidade geométrica, mas não engloba as tensões de entalhe, devendo estas últimas ser contabilizadas nas curvas S-N através de um factor de concentração de tensões.

⁶ Principal responsável pelo o rompimento da soldadura.

Para materiais dúcteis, o comportamento à fadiga é calculado através da expressão

$$k_t \times \sigma_a / \sigma_{fad}^c + \sigma_m / \sigma_{ced} = 1 / n \quad (7.1)$$

onde

- k_t - factor de concentração de tensões = $\sigma_{m\acute{a}x} / \sigma_{nom}$,
- σ_a - tensão alternada = $(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{min}) / 2$,
- σ_m - tensão média = $(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{min}) / 2$,
- σ_{ced} - tensão de cedência = 215 MPa (capítulo 4),
- n - factor de segurança >1.

Assim, obtêm-se as seguintes conclusões para R = 0 (os cálculos à esquerda referem-se aos resultados dos EF e à direita os resultados analíticos):

- | | |
|-----------------------------------|---------------------------------|
| • $\sigma_{m\acute{a}x}$ = 78 MPa | $\sigma_{m\acute{a}x}$ = 65 MPa |
| • σ_{min} = 0 MPa | σ_{min} = 0 MPa |
| • σ_{nom} = 32 MPa | σ_{nom} = 36 MPa |
| • k_t = 2,4 | k_t = 1,8 |
| • σ_a = 39 MPa | σ_a = 33 MPa |
| • σ_m = 39 MPa | σ_m = 33 MPa |
| $\Rightarrow n = 0,79$ | $\Rightarrow n = 1,18$ |

Os coeficientes de segurança obtidos são diferentes consoante o método utilizado. O primeiro caso (mais correcto) mostra que a junta reforçada não apresenta resistência à fadiga para 5×10^8 ciclos. No entanto devem-se levar em consideração vários aspectos:

- supôs-se que somente as placas horizontais contribuíam para a resistência da junta. Se se considerarem também as placas verticais do reforço, é provável que a resistência à fadiga da junta aumente;
- no caso dos EF, considerou-se como tensão máxima ($\sigma_{m\acute{a}x}$) a média ponderada dos valores da tensão máxima na zona A com a tensão na zona B. No caso analítico, o cálculo da tensão teve como base outras considerações (Apêndice C). É natural que estas suposições tenham condicionado os resultados.

Analisando a resistência à fadiga de ambas as juntas, e levando em consideração todas as suposições apresentadas, verifica-se que enquanto a junta soldada tem uma vida inferior a 10^4 ciclos a vida da junta reforçada encontra-se próxima dos 5×10^8 ciclos, o que representa uma grande diferença. Estes resultados são somente uma aproximação às diferenças de resistência à fadiga de ambas as juntas, não podendo ser considerados totalmente fiáveis dado todos os pressupostos feitos. Estes tiveram, no entanto, que ser levados em conta, na medida em que não foi encontrada informação que permitisse a obtenção de resultados mais correctos.

Esta área de projecto (fadiga de perfis de parede fina em alumínio) merece um aprofundamento de estudo, incluindo a realização de ensaios de fadiga que permitam a obtenção de leis para a verificação e projecto à fadiga.

7.7 Junta T

Além dos estudos efectuados para as juntas em L, foram analisadas juntas em T (uma soldada e uma reforçada). Descrevem-se em seguida as principais características dos modelos concebidos:

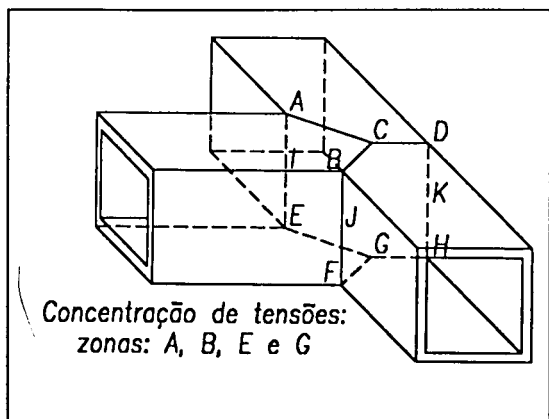
- a junta em T é composta por 3 perfis de alumínio de 25 cm de comprimento com secção 50x50x1,6 mm. O modelo em EF da junta soldada é composto por 2642 nós e 2629 elementos de placa (SHELL63) (figura 7.10). Os elementos da soldadura têm as mesmas propriedades do alumínio base e o cordão apresenta a forma que se pode observar na figura 7.9;
- para a junta reforçada utilizou-se um reforço idêntico ao escolhido na secção 7.5. O modelo em EF desta junta é composto por 2595 nós e 1704 elementos de placa;
- em ambos os modelos foi analisado o comportamento da junta quando sujeita a cargas do tipo A e B (conforme a junta em L). As forças aplicadas foram as seguintes: $F_x = 1471$ N (150 kg) (carga A) e $F_x = 1226$ N (125 kg) (carga B). O braço utilizado e os constrangimentos aplicados são idênticos ao caso anterior.

Os resultados obtidos encontram-se na tabela 7.4 (legenda na figura 7.9).

Carga	Tensão de von Mises [MPa]											Rig. [mm]
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
A sol.	143-200	172-258	85	57	143-200	172-258	85	57	57	57	28	1,2
A ref.	34-68	45-102	34	22	34-68	45-102	22	22	22	34	11	0,6
red.	2,9	2,5	2,5	2,6	2,9	2,5	3,9	2,6	2,6	1,7	2,5	2,0
B sol.	128-204	128-204	51	76	128-230	128-230	51	76	26	26	26	1,8
B ref.	69-103	69-103	23	23	46-80	46-80	11	23	23	23	11	0,6
red.	2,0	2,0	2,2	3,3	2,9	2,9	4,6	3,3	1,1	1,1	2,4	3,0

Tabela 7.4 - Tensões e deslocamentos da junta do tipo T soldada e reforçada

Da leitura da tabela 7.5 constata-se que através da incorporação do reforço se conseguem reduções na ordem das 2 a 4,5 vezes nas tensões, apresentando as zonas mais críticas (zonas A, B, E e F) reduções entre 2,0 e 2,9 vezes com um aumento de peso de 74%. A rigidez da junta aumentou entre 2,3 e 3,9 vezes para os carregamentos aplicados. Nos modelos concebidos, os perfis não foram completamente introduzidos dentro do reforço, existindo uma folga de 7 mm entre o topo de cada perfil (análogo ao caso anterior). Prevê-se poder aumentar a eficiência da junta caso estes se encontrem colados topo a topo. Pelo facto de não existirem zonas soldadas, prevê-se que o ganho real das juntas reforçadas ainda seja maior (ver junta em L).



Tiram-se as seguintes conclusões:

- a introdução do reforço gera tensões nas paredes laterais dos perfis devido à descontinuidade de espessuras existentes no fim do reforço.
- para a junta T foram feitas análises quanto à utilização de reforços com comprimentos diferentes (5 e 10 cm), concluindo-se que as diferenças de resistência obtidas são desprezáveis (da mesma ordem de grandeza que na junta L).

Figura 7.9 - Localização das tensões apresentadas na tabela 7.4

Na figura 7.11 (próxima página) estão representadas as distribuições de tensões das juntas L e T, soldada e reforçada.

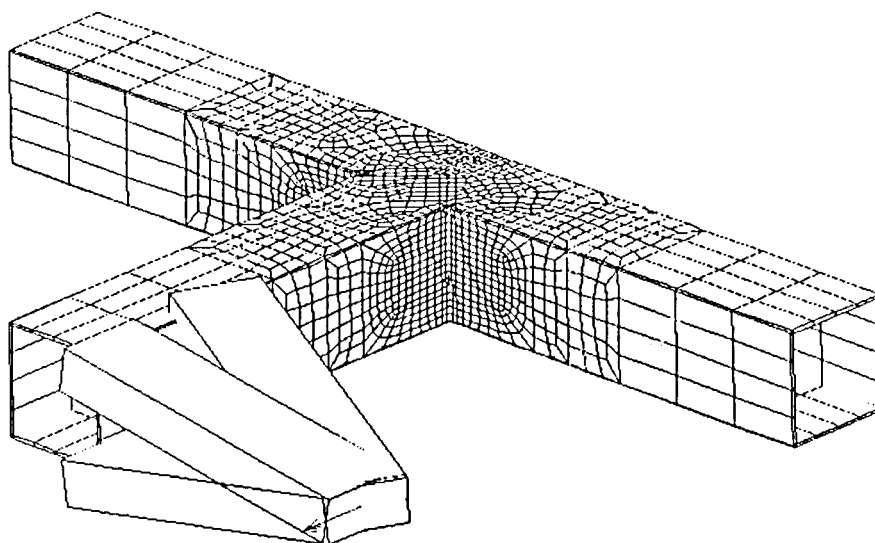
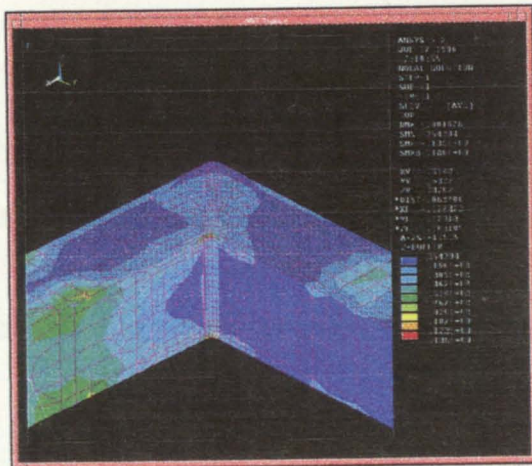
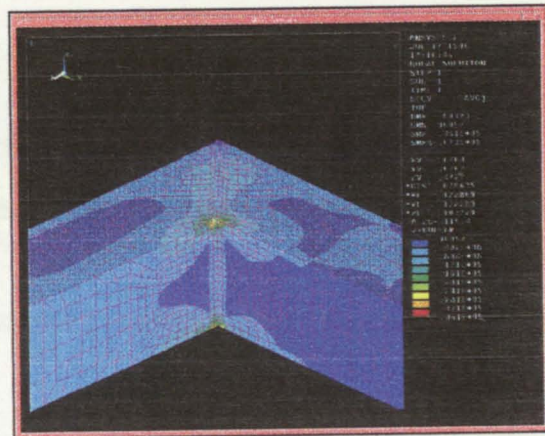


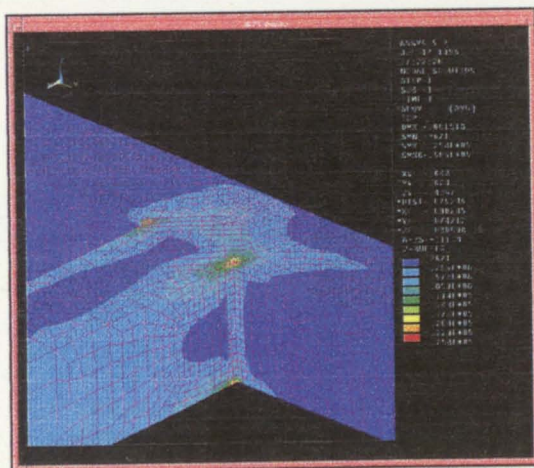
Figura 7.10 - Junta T soldada com carga do tipo A. Modelo discretizado em 2629 elementos de placa



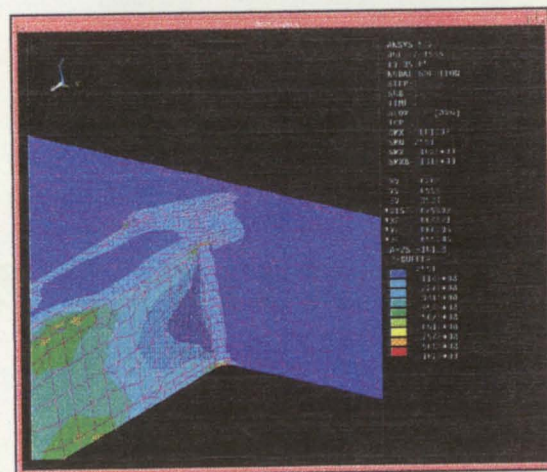
a)



b)



c)



d)

Figura 7.11 - Distribuição de tensões (von Mises): a) junta L soldada, b) junta L reforçada, c) junta T soldada, d) junta T reforçada



8. Ensaaios dos reforços

Objectivo do capítulo

Neste capítulo apresentam-se os ensaios realizados em juntas soldadas e reforçadas. Ensaíram as juntas quando sujeitas a dois tipos de cargas diferentes, A e B. Efectuaram-se no total 36 ensaios em dois tipos de equipamentos diferentes: máquina de ensaios e balança estática. O objectivo dos ensaios foi a validação dos modelos de EF realizados. Faz-se referência aos preparativos dos ensaios (ensaios do material e da cola, concepção e construção da plataforma de ensaio e das juntas, aquisição de material, etc.) e à metodologia utilizada nos ensaios.

Estrutura do capítulo

Secção 8.1 - Introdução ao capítulo e definição dos objectivos.

Secção 8.2 - Preparação dos ensaios. Referem-se os ensaios preliminares realizados, a aquisição de material de ensaio e a construção da plataforma de ensaio e das juntas.

Secção 8.3 - Descreve-se o equipamento utilizado nos ensaios, a colocação dos extensómetros e o tipo de ensaios realizados.

Secção 8.4 - Apresentam-se os resultados teóricos e práticos.

Secção 8.5 - Analisam-se e discutem-se os resultados obtidos.

Secção 8.6 - Conclusões.

Secção 8.7 - Comentário final sobre os ensaios.

Conclusões

Dos resultados obtidos conclui-se que o modelos de EF das juntas soldada e reforçada se encontram bastante idênticos ao real. Desta forma, podem ser considerados válidos, embora com alguma margem de erro, os resultados obtidos no capítulo anterior para cargas do tipo A. No entanto, o protótipo da junta reforçada necessita de algumas alterações na sua construção para permitir a extracção de resultados correctos em outros pontos. Os resultados pouco concludentes sobre o cargas do tipo B justificam a realização de mais ensaios. Para qualquer das cargas aplicadas, a balança estática foi o equipamento de ensaio que garantiu sempre os resultados mais correctos.

8.1 Introdução

Neste capítulo faz-se referência aos ensaios práticos realizados para a validação dos resultados obtidos no capítulo anterior nas simulações em EF. Foram ensaiadas somente juntas em L, com e sem reforços, para os dois tipos de cargas A e B, tendo sido aplicadas várias forças diferentes, de modo a seguir a evolução do comportamento das juntas para diferentes cargas. Os ensaios foram realizados dentro do domínio elástico do material. Foram utilizados dois equipamentos diferentes para os ensaios: uma máquina de ensaios e uma balança estática. Pretendeu-se, assim, analisar as diferenças nos resultados quando utilizados equipamentos de ensaio diferentes e concluir sobre a aplicabilidade de cada um deles nos tipos de ensaios efectuados. Os instrumentos de medição permaneceram os mesmos. Todos os ensaios foram executados no Laboratório de Ensaio Mecânicos do DEM do IST, em Junho e Julho de 1996.

Os resultados dos ensaios foram comparados com os resultados obtidos em modelações em EF, de modo a se verificar a compatibilidade dos processos e validar os resultados obtidos quer por um quer pelo outro processo. Para estarem conforme os protótipos, os modelos em EF, tal como apresentados no capítulo anterior, sofreram ligeiras alterações.

Para a execução dos ensaios construíram-se dispositivos de fixação apropriados para suportar os protótipos na forma desejada e permitir a execução dos ensaios. Os perfis e os reforços utilizados foram igualmente construídos com o objectivo único de serem utilizados nos ensaios.

Nas secções que se seguem far-se-á referência aos preparativos dos ensaios (aquisição de material, construção dos protótipos das juntas e dos suportes de fixação, ensaios preliminares, etc.), à execução dos mesmos (tipo de casos a analisar, obtenção dos resultados, etc.), e à comparação dos resultados teóricos e práticos.

8.2 Preparativos dos ensaios

Os preparativos dos ensaios constaram do seguinte:

- aquisição de material;
- ensaio da liga de alumínio;
- ensaio da resistência da cola;
- construção dos perfis;
- construção dos reforços;
- construção das juntas;
- construção da plataforma de ensaio.

Cada um destes pontos serão abordados mais em pormenor nas secções que se seguem:

8.2.1 Aquisição de material

Para a construção dos componentes (perfis e reforços) e para a obtenção dos resultados dos ensaios adquiriu-se, além da chapa de alumínio (capítulo 4), o seguinte material:

Cola estrutural - pretendendo-se colar os diversos componentes que constituem os reforços e os perfis e colar igualmente os reforços aos perfis, contactaram-se quatro fornecedores de colas estruturais, com o intuito de se encontrar uma cola que servisse os objectivos do projecto. Dos vários tipos diferentes de colas encontrados, optou-se pelo *Adesivo Estrutural 326*, à base de resina líquida anaérobica, da marca *LOCTITE*. Esta cola apresenta uma resistência ao corte de 30 MPa, sendo a resistência de manuseamento obtida após 30 segundos e a resistência final após 24 h. Preenche folgas até 0,25 mm e a temperatura de serviço situa-se entre -55° e $+120^{\circ}$ C. A cola é vendida em embalagens de 50 ml, é líquida e apresenta uma cor amarelada [C6]. O preço de cada embalagem é de 3.612\$50. A aplicação da cola obriga a uma limpeza prévia das superfícies e à aplicação de um activador, em *spray*, *LOCTITE N* (2.330\$00).

Extensómetros - para as medições dos resultados adquiriram-se 10 extensómetros unidireccionais e 5 extensómetros de roseta ($3 \times 120^{\circ}$) de 120 Ω . A marca dos extensómetros é *BRÜEL & KJAER* e a referência: unidireccionais: LY 13 6/120, roseta: RY 43 6/120. O preço dos extensómetros é: unidireccionais: 9.800\$00 (10 unidades), roseta: 22.800\$00 (5 unidades). Além dos extensómetros, adquiriram-se 100 m (4.900\$00) de fio eléctrico calibrado para as ligações aos extensómetros.

8.2.2 Ensaio da liga de alumínio

Os perfis e os reforços foram construídos no material considerado ideal para uma estrutura de um veículo automóvel, a liga de alumínio 5052-H34 (capítulo 4). As propriedades mecânicas da liga, então apresentadas, foram retiradas de [L2] e serviram de base para as modelações em EF e projectos teóricos. Para os ensaios práticos pretendeu-se saber exactamente quais as verdadeiras propriedades da liga, de forma a se poder executar os ensaios de uma forma correcta e consciente das capacidades do material utilizado. Assim, fizeram-se ensaios de rotura e de elasticidade do material.

Utilizou-se, em ambos os ensaios, a máquina de ensaios (secção 8.3). Fizeram-se 2 ensaios de rotura (ambos válidos), utilizando-se provetes com a dimensão de 100x15 mm e um estreitamento de secção a meio (área útil: $A_0 = 16 \text{ mm}^2$) construídos da chapa de 1,6 mm (figura 8.1). Velocidade de ensaio: 3 mm/min. Na figura C.3 (Apêndice C (C.12)) apresenta-se a curva característica do material, retirada dum ensaio.

Nos ensaios de elasticidade utilizou-se um provete com as dimensões 160x25x1,6 mm (figura 8.1) onde se colaram 2 extensómetros unidireccionais (um longitudinal e o outro transversalmente). Neste tipo de ensaio, que não foi levado até à rotura do provete, fizeram-se ao todo 7 ensaios (5 válidos) com incrementos de força diferentes e mediram-

se as extensões longitudinais e transversais. Velocidade de ensaio: 0,5 mm/min. Os resultados obtidos apresentam-se na tabela 8.1.

Ensaio	Quant.	E [GPa]	ν -	σ_{ced} [MPa]	ϵ_{ced} [%]	σ_{rot} [MPa]	ϵ_{rot} [%]
Rotura	2	67,5	-	224	3,32	279	9,72
Elasticidade	5	66,6	0,33	-	-	-	-

Tabela 8.1 - Resultados dos ensaios da liga 5052-H34

Comparando estes resultados com os resultados teóricos, constata-se que as diferenças são desprezáveis, apresentando os valores de ensaio as seguintes diferenças em relação aos valores teóricos: E (-5 %), ν (-3 %), σ_{ced} (+4 %), σ_{rot} (+7 %) e ϵ_{rot} (-2 %). Assim, no que diz respeito ao material, o resultados anteriores pode ser considerados correctos.

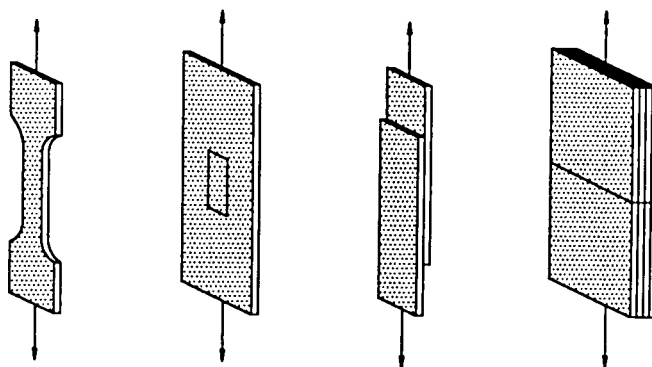


Figura 8.1 - Provetes utilizados nos ensaios do alumínio e da cola

8.2.3 Ensaio de resistência da cola

Um dos objectivos da introdução dos reforços nas juntas foi o de eliminar as soldaduras das uniões para evitar a degradação das propriedades do material, aumentar a resistência à fadiga da junta, facilitar a construção e aumentar a qualidade. Optou-se por utilizar uma cola estrutural em vez de soldadura para fixar os componentes de alumínio que fosse necessário fixar permanentemente. A cola adquirida, apresentava por catálogo [C6], $\tau = 30$ MPa como resistência ao corte típica. Encontrando-se os componentes a colar sujeitos preferencialmente a esforços de corte (reforço-perfil, chapas verticais-chapas horizontais do reforço e as chapas dos reforços entre si), pretendeu-se analisar em ensaios a resistência ao corte real que a cola oferece nas condições da sua utilização.

Executaram-se 6 ensaios destrutivos de tracção (5 deles válidos), onde os provetes, compostos por duas chapas 116x20x1,6 mm, em alumínio 5052-H34, coladas uma à outra numa área de 70x20 mm ($A_0 = 1400$ mm²), eram actuados ao corte, medindo-se a

força de cedência e de rotura da união. Analisou-se, além disso, a influência da aplicação da cola nas peças (em zig-zag e em linha) na resistência da união (3 ensaios de cada). Realizaram-se, também, 2 ensaios de tracção da cola (ambos válidos), medindo-se a tensão normal de rotura da cola. Os provetes utilizados eram compostos por várias chapas coladas entre si (como nos reforços) que depois foram coladas topo a topo ($A_0 = 250 \text{ mm}^2$) (figura 8.1). Dos ensaios realizados concluiu-se o seguinte:

- dos ensaios de corte válidos, constatou-se que a resistência de cedência ao corte situa-se entre 4,2 e 4,8 MPa (menos 550 % do que indica o fabricante), apesar de se terem seguido as instruções de colagem. Das amostras analisadas, constatou-se que cerca de 95 a 100 % da área prevista para a colagem se encontrava coberta de cola, não se encontrando aqui a razão para a diferença de valores encontrada;
- nos ensaios de corte, a aplicação da cola por processos diferentes não conduziu a resultados diferentes;
- a tensão normal de rotura da cola situa-se entre 17,4 e 18,4 MPa.

8.2.4 Construção dos perfis

Uma vez que não existiam no mercado perfis no material desejado, estes foram construídos exclusivamente para o efeito, através de quinagem e colagem de chapa de alumínio 5052-H34. Cada perfil é composto por duas partes coladas entre si que conferem a forma desejada (forma de caixão 50x50x1,6 mm). Uma chapa (250x178 mm) foi quinada em 5 partes formando um U com 2 abas nas extremidades viradas para fora. Outra chapa (250x90 mm) completa a forma fechada do perfil. As abas laterais da 1ª chapa têm a função de garantir área suficiente ($2 \times 50 \text{ cm}^2$) para a colagem da 2ª chapa e, além disso, permitem a fixação do perfil à plataforma de suporte. Construíram-se perfis 50x50x1,6 mm com 250 mm de comprimento. O peso de cada perfil é 290 g. A figura 8.2 mostra os perfis construídos.

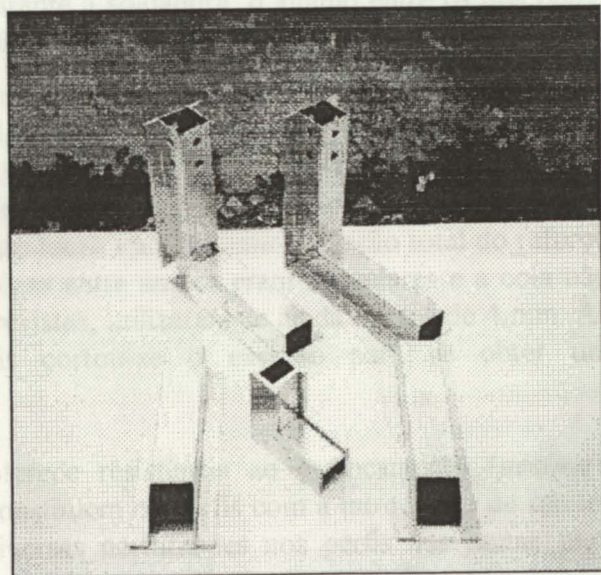


Figura 8.2 - Perfis, juntas e reforços construídos

8.2.5 Construção dos reforços

Os reforços foram igualmente construídos nas oficinas do DEM do IST e são compostos por 4 partes: 2 placas horizontais em forma de L e 2 placas verticais quinadas a meio a 90° (capítulo 7). As placas horizontais de 4,8 mm de espessura são compostas a partir da colagem de 3 chapas iguais de 1,6 mm, obtendo-se assim placas em L (117x117 mm)

conforme especificado. As placas verticais de 37,2 mm de largura e 4,8 mm de espessura foram igualmente fabricadas a partir da colagem de 3 chapas de idênticas dimensões de 1,6 mm de espessura. A forma final do reforço foi obtida através da colagem das 4 placas, uma à outra, conforme se pode constatar na figura 8.2, sendo a forma final garantida através de cortes e limagens de excessos. As dimensões dos reforços encontram-se na figura 7.7, no capítulo 7. O peso do reforço é 400 g.

8.2.6 Construção das juntas

As juntas foram obtidas através da união de dois perfis. Construíram-se dois tipos de juntas, que se passam a descrever:

Junta soldada - utilizaram-se dois perfis, aos quais foi efectuado um corte a 45° numa das extremidades, possibilitando-se, assim, a sua união. A soldadura foi efectuada através de um processo GSAW, nomeadamente o TIG. Foi feito um cordão em 90% da linha de união dos perfis. Utilizou-se corrente pulsada e metal de adição. Não se obteve penetração total em toda a união. Devido a problemas de desalinhamento durante a soldadura, o ângulo entre os dois perfis ficou menor que 90° (cerca de 88°).

Junta reforçada - para a construção da junta reforçada foi igualmente efectuado um corte de 45° numa das extremidade de cada um dos perfis. Essas extremidades foram introduzidas no reforço até se encontrarem a uma distância de 18 mm uma da outra, sendo coladas nessa posição. Este espaçamento visa a colagem dos extensómetros de roseta nesse local. Para garantir a fixação total do reforço aos perfis, e uma vez que as folgas entre ambos eram irregulares e a cola não apresentava as características previstas, utilizaram-se ainda rebites de 4 mm. Às extremidades livres dos perfis cortou-se o excesso para se obter um comprimento total de 250 mm.

Uma vez que a cola utilizada não oferece resistência ao arrancamento (*peeling*), reforçou-se a colagem das chapas que constituem os perfis com a introdução de rebites de 3 mm (figura 8.2). Foram feitas diversas perfurações nos perfis das juntas para possibilitar a sua fixação na plataforma de ensaio e para fixar a alavanca (braço).

8.2.7 Construção da plataforma de ensaio e outros acessórios

A plataforma de ensaio e os dispositivos de fixação visam a fixação das juntas às máquinas de ensaio, permitindo o seu ensaio. Todos os acessórios que os compõem foram construídos em aço. Os principais componentes são os seguintes:

Plataforma de ensaio - a plataforma de ensaio consiste numa chapa de aço de 8 mm com uma forma específica e onde são fixados os perfis nas posições pretendidas. A plataforma encontra-se aparafusada a uma base que é fixada às amarras da máquina de ensaios ou ao prato dos pesos da balança estática.

Contra-pesos - devido à assimetria da plataforma houve a necessidade de prever contra-pesos que são fixados à plataforma e que têm por objectivo equilibrá-la, eliminando desalinhamentos na estrutura.

Dispositivo de fixação das juntas - o dispositivo de fixação das juntas consiste em 2 braçadeiras em chapa de aço de 1 mm que são encaixadas (sem folga) na base dos perfis e que são posteriormente aparafusadas, por 6 parafusos M8 (ou 5, consoante a posição pretendida), à plataforma. Com a utilização das braçadeiras pretendeu-se distribuir a força de aperto por uma área maior da junta, eliminando-se concentrações de tensões e deformações nas juntas.

Alavanca - a alavanca é o dispositivo fixado à extremidade superior da junta. É constituída por um perfil em U de aço (35x15 mm) com 225 mm de comprimento (comprimento útil: 175 mm). Uma extremidade da alavanca é fixada, por 2 parafusos M12, à junta, através de um dispositivo apropriado que minimiza a deformação da junta. A outra extremidade é fixada à amarra superior dos equipamentos de ensaio.

A plataforma de suporte e todos os acessórios totalizam 15 peças (figura 8.3).

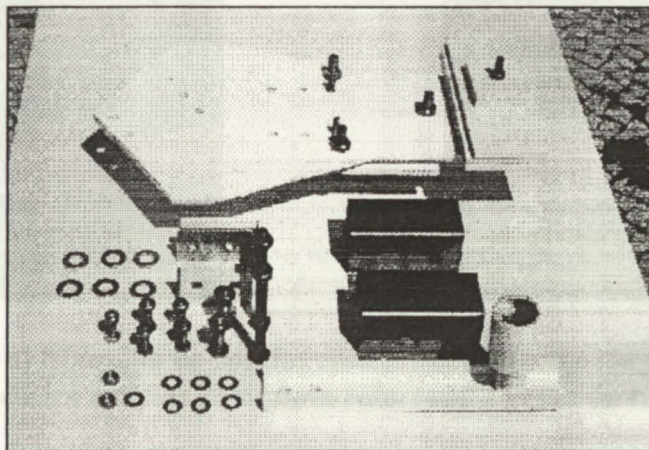


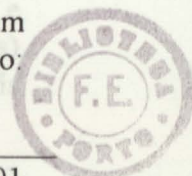
Figura 8.3 - Plataforma de ensaios com contra-peso, dispositivo de fixação das juntas e alavanca. Número total de peças: 15

8.3 Execução dos ensaios

8.3.1 Equipamento de ensaio

O equipamento utilizado foi o seguinte (figura 8.4):

Máquina de ensaios - a máquina de tracção utilizada é comandada através de um microprocessador e funciona electromecanicamente. A marca e o modelo são:



em zona LLOYD Instruments MX100. A célula de carga incorporada (marca: LLOYD Instruments) é de 100 kN.

Balança estática - a balança estática permite suspender todo o conjunto (plataforma e junta) e sujeitá-lo a variadas cargas (pesos) que são introduzidos num prato. As vantagens imediatas da balança são a maior facilidade de utilização, apesar de se ter que introduzir as massas manualmente. Outras vantagens têm a ver com o tipo de resultados que se obtêm (ver mais à frente).

Equipamento auxiliar - equipamento de leitura dos extensómetros.

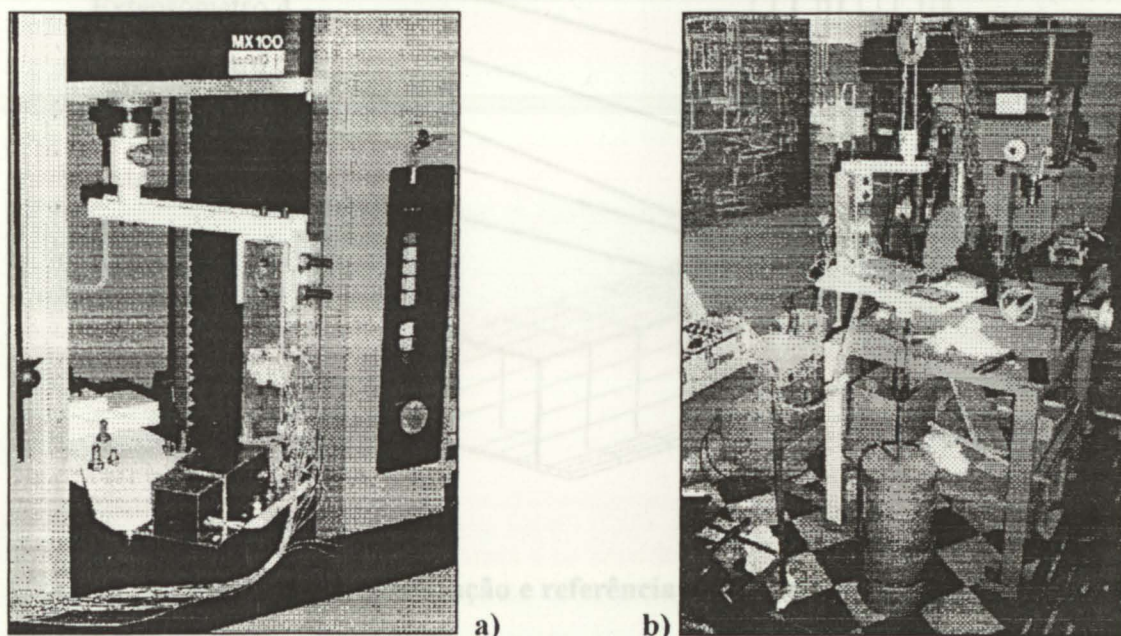


Figura 8.4 - a) Máquina de ensaios com junta soldada e carga do tipo B, b) balança estática com junta reforçada e carga do tipo A

8.3.2 Localização dos extensómetros

Junta soldada - 1 extensómetro de roseta sobre a soldadura (na parte lateral da junta) a 7,0 mm do canto interior da união e 3 extensómetros unidireccionais no perfil vertical a 50 mm da união, 1 sobre o eixo de simetria do perfil e os outros a 5 mm das arestas do perfil.

Junta reforçada - 3 extensómetros de roseta sobre o reforço (na parte lateral da junta) a 9,9, 16,9 e 33,9 mm da curvatura interior do reforço e 4 extensómetros unidireccionais no perfil vertical, a 50 mm do perfil horizontal, 1 sobre o eixo de simetria do perfil e os outros a 5, 9 e 10 mm das arestas do perfil.

Com os extensómetros de roseta pretendeu-se medir as tensões (tensões principais e tensão equivalente de von Mises) nas zonas críticas das juntas (concentração de tensões) e com os extensómetros unidireccionais pretendeu-se medir o comportamento dos perfis

em zonas afastadas de fenómenos de concentração de tensões. Na figura 8.5 indicam-se as posições dos extensómetros e a sua referência.

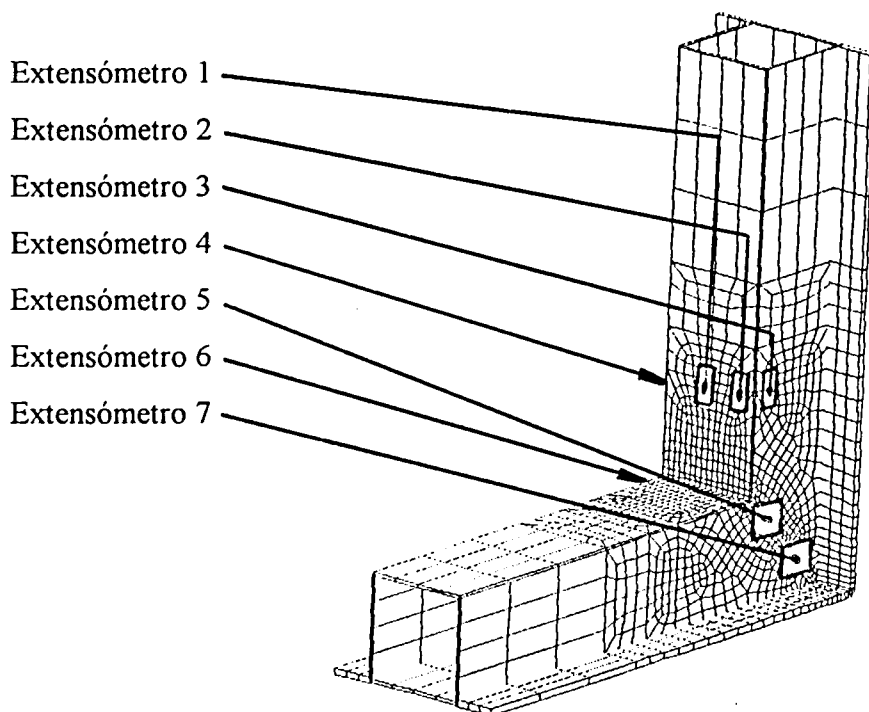


Figura 8.5 - Localização e referência dos extensómetros

8.3.3 Casos analisados

Para cada junta foram efectuados 2 tipos diferentes de ensaios, ambos de tracção, correspondentes aos tipos de cargas A e B, descritos no capítulo 7. Para os ensaios do tipo A, a junta foi fixada longitudinalmente na plataforma, encontrando-se a alavanca fixa na mesma direcção. Para os ensaios do tipo B, a junta encontra-se fixa obliquamente em relação ao eixo da plataforma, e a alavanca faz um ângulo de 90° em relação ao eixo de simetria da junta (figura 8.6).

Para cada um dos casos, ensaiaram-se as juntas na máquina de ensaios e na balança estática. Realizaram-se no total das duas máquinas 36 ensaios independentes, alterando-se os valores das cargas impostas e as velocidades de tracção até se obterem resultados considerados representativos (na tabela 8.2 descrevem-se os tipos de ensaios realizados). Em alguns ensaios, as cargas máximas foram aplicadas gradualmente, obtendo-se os resultados para cada incremento, em outros aplicou-se a carga máxima numa vez só. A razão por que se fizeram ensaios idênticos em equipamentos diferentes prende-se com o facto de se tentar contabilizar os erros resultantes da utilização de cada uma das máquinas. Os ensaios foram efectuados dentro do regime elástico do material.

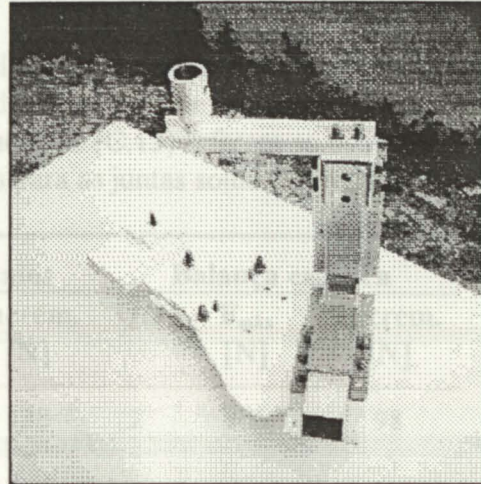
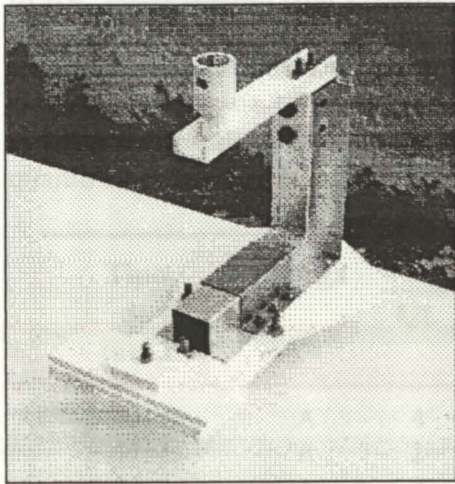


Figura 8.6 - Cargas ensaiadas: A (junta soldada), B (junta reforçada)

8.4 Resultados

8.4.1 Resultados teóricos

Para a obtenção dos resultados teóricos foram feitas algumas alterações nos modelos em EF apresentados anteriormente, de forma a se encontrarem de acordo com as condições dos ensaios. As principais alterações foram as seguintes:

Introdução de abas nos perfis - a introdução das abas conduziu a um aumento de resistência em cerca de 10% e a um aumento da rigidez entre 20 e 30 % (para a cargas do tipo A), em relação a perfis idênticos sem abas. Na figura 8.5 representa-se o modelo da junta soldada com abas.

Reformulação da malha - as “malhas” de EF (para ambas as juntas, soldada e reforçada) foram discretizadas de novo de forma a se obterem nós nos locais exactos dos extensómetros, podendo-se, assim, obter os valores correspondentes das tensões e deslocamentos. O número de elementos e os erros estimados das malhas são: junta soldada: 2601 elementos, erro: 34 %; junta reforçada: 2108 elementos, erro: 38 %.

Propriedades do alumínio - os valores utilizados foram os obtidas nos ensaios do material.

Os resultados das simulações em EF encontram-se juntamente com os resultados dos ensaios no apêndice C (C.16) nas tabelas C.7 a C.10.

8.4.2 Resultados dos ensaios

Os resultados dos ensaios encontram-se nas tabelas C.7 a C.10 no apêndice C (C.16), juntamente com os resultados teóricos e divididos por tipo de ensaio. O parâmetro medido foi a tensão nos locais indicados. No Apêndice C (C.13) referem-se os resultados quanto às diferenças de rigidez obtidas nos ensaios para as juntas soldada e reforçada.

Tipo de junta	Carga	Máquina de ensaios			Balança estática		
		Qt.	F _{máx} [N]	Incrom. [N]	Qt.	F _{máx} [N]	Incrom. [N]
Soldada	A	4	623	120	2	806	98
Soldada	A	2	600	-	-	-	-
Soldada	A	2	690	-	-	-	-
Reforçada	A	3	1438	250	2	1002	98
Reforçada	A	2	700	-	-	-	-
Reforçada	A	2	1471	-	-	-	-
Soldada	B	3	693	150	1	(a)	-
Soldada	B	2	600	-	-	-	-
Soldada	B	2	871	-	-	-	-
Reforçada	B	3	828	150	1	826	-
Reforçada	B	2	900	-	-	-	-
Reforçada	B	3	1100	-	-	-	-

(a) - ensaio considerado inválido devido às tensões da junta se aproximarem das tensões limites de elasticidade

Tabela 8.2 - Quantidade e tipos de ensaios realizados

8.5 Análise e discussão dos resultados

8.5.1 Junta soldada, carga A (JS_A)

Máquina de ensaios - após vencidas as folgas da estrutura (para forças entre 200 e 300 N), todos os valores das tensões encontram-se idênticos aos resultados teóricos, com uma diferença menor que 21%. Nos extensómetros 1 e 5, os ensaios práticos apresentam valores inferiores aos teóricos; nos extensómetros 2 e 3 os valores são superiores. No extensómetro 5, existe uma diferença da ordem dos 30 a 40 % entre os resultados teóricos e práticos relativamente à orientação da tensão principal γ .

Balança estática - após vencidas as folgas dos diversos componentes do suporte, constata-se que os valores obtidos por este processo são idênticos aos obtidos pela máquina de ensaios, sendo a diferença entre os resultados teóricos e práticos inferior a 21 %. A diferença dos valores da orientação das tensões

principais (γ) entre os resultados teóricos e práticos no extensómetro 5 manteve-se a mesma. Existe um salto nas tensões (extensómetro 5) para $F = 806 \text{ N}$, devendo-se ter estado a aproximar da tensão limite de elasticidade. Dos resultados obtidos por EF constatou-se que as tensões σ_x (nos extensómetros 1, 2 e 3) correspondem às tensões principais σ_1 .

8.5.2 Junta reforçada, carga A (JR_A)

Encontrando-se o protótipo equipado com 13 saídas de extensómetros, e podendo-se unicamente medir 10 valores ao mesmo tempo, fez-se uma selecção dos extensómetros a utilizar em cada caso. Por este motivo, não foram medidos os valores dos extensómetros 4 e 6 nos ensaios efectuados na máquina de tracção.

Máquina de ensaios - existe uma grande diferença entre os resultados teóricos e os práticos em qualquer um dos extensómetros. Somente para σ_1 (no extensómetro 5) e σ_2 e γ (no extensómetro 7) as diferenças são inferiores a 20 %. Para os outros resultados, o facto das diferenças se manterem constantes em todos os extensómetros para qualquer valor de força utilizado e para qualquer ensaio efectuado, leva a considerar que estas derivam de defeitos de montagem e não de erros de execução dos ensaios.

Balança estática - nos 2 ensaios efectuados com este equipamento utilizaram-se os 7 extensómetros disponíveis, tendo-se, assim, obtido um maior número de resultados. Obtiveram-se por este processo bons resultados (idênticos aos teóricos) nos extensómetros 1, 6 e 7, embora com grandes diferenças em σ_2 no extensómetro 6 e σ_3 no extensómetro 7. As maiores diferenças, que chegaram a atingir os 339 %, surgiram nos extensómetros 2, 3 e 4, apresentando o extensómetro 5 também elevadas diferenças nas tensões principais. As diferenças dos ângulos γ para o extensómetro 6 situam-se nos 50 %. Na tabela C.8 pode-se verificar que com a balança estática se obtiveram resultados bastante diferentes dos da máquina de ensaios.

Os resultados apresentados levam a considerar o seguinte:

1. a junta soldada apresenta-se bastante idêntica ao modelo de EF, notando-se isso nas reduzidas diferenças entre os valores teóricos e práticos. Por outro lado, a junta reforçada deve apresentar algumas diferenças relativamente ao modelo de EF (grandes erros nos extensómetros 2, 3 e 4). Analisando o protótipo desta junta, verifica-se de facto, que nas zonas onde o perfil vertical se deveria encontrar rigidamente colado ao reforço, isso não acontece, encontrando-se o reforço parcialmente solto no interior. Assim, os extensómetros medem as tensões só da parede do perfil e não do conjunto perfil-reforço (como no modelo de EF). Presume-se que é essa a razão pela qual as diferenças chegam a atingir 339% (4x). Os resultados destes extensómetros não são, conseqüentemente, considerados válidos;

2. o extensómetro 5 da junta reforçada encontra-se colado sobre uma placa vertical do reforço. Nesse local, o estado de tensão não é plano (como demonstram os resultados de EF) o que faz com que o extensómetro esteja a debitar falsos valores das tensões principais σ_1 e σ_2 , uma vez que estas não se encontram no plano do extensómetro, mas numa outra direcção do espaço. Por essa razão não se consideram válidos os valores deste extensómetro;
3. nos ensaios realizados com a balança estática, os extensómetros 1, 6 e 7 da junta reforçada apresentaram valores próximos dos valores teóricos (para as tensões σ_x e σ_1). O facto destes extensómetros se localizarem em zonas onde não existem descontinuidades de geometria, leva a considerar que estão correctos. As diferenças verificadas nos resultados obtidos pela máquina de ensaios poder-se-ão justificar da seguinte forma:
 - sendo a máquina de ensaios uma máquina “rígida”, i.e., que não permite desalinhamentos dos componentes a ensaiar, provoca esforços suplementares de flexão, torção e tracção/compressão nas juntas, uma vez que é impossível garantir um alinhamento perfeito¹. O desalinhamento entre a linha de força pretendida e a linha de força aplicada é minimizado na balança estática, uma vez que todos os componentes se encontram suspensos e, assim, as duas linhas tenderão a ser coincidentes. Os maiores desalinhamentos encontraram-se na junta reforçada, devido à maior complexidade desta junta;
 - as oscilações da célula de carga introduzem flutuações visíveis nos instrumentos de leitura, o que impossibilita uma leitura correcta dos dados e calibração do equipamento. Na balança isso não acontece, visto as cargas serem estáticas.

Pelo exposto acima, consideram-se os resultados obtidos na balança estática os mais correctos. Não se encontram explicações plausíveis que justifiquem o facto de, ao contrário das tensões σ_1 , as tensões σ_2 (ext. 6) e σ_3 (ext. 7) (na junta reforçada) apresentarem grandes diferenças entre os resultados teóricos e práticos (até 179 %).

8.5.3 Junta soldada, carga B (JS_B)

Máquina de ensaios - os valores das tensões nos extensómetros 1, 2 e 3 estão próximos dos valores teóricos, embora (especialmente no extensómetro 3) as diferenças sejam maiores do que no caso da carga A, ultrapassando os 30%. Para o extensómetro 5, os valores de σ_3 , σ_{eqv} e γ encontram-se próximos dos valores teóricos (diferenças menores que 25 %). As diferenças entre os valores de σ_2 teóricos e práticos são bastante elevadas, ultrapassando os 150 %. Para $F = 871$ N existe um salto considerável nos valores de σ_3 e σ_{eqv} , (proximidade da zona limite de elasticidade).

¹ Estes desalinhamentos podem ser a causa dos valores das tensões nos extensómetros 1, 2 e 3 da junta soldada serem inferiores na máquina de ensaios em relação à balança estática (introdução de tensões de compressão na máquina de ensaios).

Balança estática - os valores da tensão na união aproximaram-se demasiado da tensão limite de cedência, originando grandes extensões residuais, tornando, assim, os resultados impossíveis de serem analisados. Por essa razão serão omitidos.

8.5.4 Junta soldada, carga B (JR_B)

Máquina de ensaios - só se mediram resultados nos extensómetros 1, 2, 3, 5 e 7 e, pelas razões acima indicadas, não se consideram válidos os resultados dos extensómetros 2, 3 e 5. No extensómetro 1 obtiveram-se valores de σ_x com uma diferença de cerca de 100 % dos valores teóricos. Para o extensómetro 7 somente σ_1 e γ apresentam valores com uma diferença menor que 25 %. As diferenças de σ_2 e σ_{eqv} são praticamente constantes para cada valor de força e são, respectivamente, da ordem dos 180 e 100 %.

Balança estática - pelas mesmas razões excluem-se os resultados dos extensómetros 2, 3, 4 e 5. No extensómetro 1 obtiveram-se valores mais próximos dos teóricos do que nos ensaios com a máquina de tracção. No extensómetro 7, os resultados mais idênticos aos dos EF são novamente σ_1 e γ . Quanto ao extensómetro 6, constata-se que todos os resultados, à excepção de γ , se encontram bastante distantes dos valores teóricos.

Podem-se fazer as seguintes considerações acerca destes resultados:

1. confirma-se que o modelo da junta soldada se assemelha ao protótipo. Já os resultados obtidos com a junta reforçada levam a concluir que existem diferenças entre o modelo teórico e o protótipo (justificações no ponto anterior);
2. em geral, as diferenças de resultados são maiores para as cargas B do que para as cargas A. Presume-se que este facto seja devido à carga B, ao contrário da carga A, não ser aplicada sobre a linha de simetria dos perfis e possa, também, estar relacionado com desalinhamentos por deficiências de montagem;
3. as elevadas diferenças registadas nas tensões σ_x no extensómetro 1 e σ_1 no extensómetro 7 na junta reforçada justificam-se pelo facto das tensões obtidas serem muito pequenas e diferenças de 1 MPa originarem grandes desvios, não sendo assim considerados relevantes.

8.6 Conclusões

Os ensaios realizados permitem tirar as seguintes conclusões:

- o melhor método para a obtenção de resultados é a balança estática;

- o modelo teórico da junta soldada é bastante idêntico ao real. Para a junta reforçada, será necessário proceder a novos ensaios com uma junta mais aperfeiçoada para se poder tirar conclusões mais correctas;
- os ensaios com cargas do tipo A apresentaram menores diferenças de valores quando se utilizou a balança estática. Na zona crítica, as diferenças dos valores de σ_{eqv} situaram-se entre -18 e +1 % (na soldadura, ext. 5) e entre -10 e -4 % (no reforço, ext. 6). Conclui-se, assim, que os resultados apresentados no capítulo anterior, no que diz respeito às vantagens da resistência da junta reforçada face à junta soldada (tabela 7.3), estão correctos com uma margem de erro entre +5 e -9 % (ver cálculos justificativos no Apêndice C (C.14));
- os resultados pouco concludentes nos ensaios com cargas do tipo B justificam a realização de novos ensaios;
- os resultados obtidos com os extensómetros 5 demonstram a importância da escolha correcta da localização dos extensómetros como acontece com os extensómetros unidireccionais que mostraram valores idênticos aos teóricos (diferenças entre -25 e 23 % para cargas do tipo A).

8.7 Comentários aos ensaios

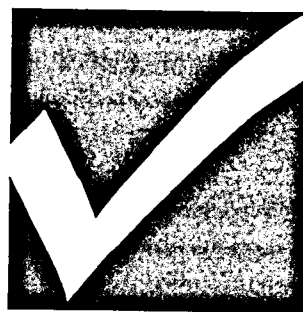
A realização dos ensaios permitiu comprovar que os resultados obtidos com os modelos teóricos só em alguns casos são confirmados em ensaios práticos. Existem bastantes pressupostos que são feitos na discretização dos modelos que por vezes originam erros só detectados nos ensaios. Mesmo na concepção e construção dos protótipos existem vários factores que levam a que surjam diferenças (por vezes grandes) em relação aos modelos teóricos. Foi o caso, por exemplo, da colagem dos reforços aos perfis que não se encontrava como se previa, ou a soldadura que apresentava várias zonas com fraca penetração. Folgas nas fixações dos componentes, a introdução de tensões secundárias (o braço da alavanca originava deformações das paredes do perfil vertical) ou o facto da alavanca não permanecer constantemente a 90° com o perfil foram outras fontes de erros. A teoria utilizada (EF) pode, por vezes, apresentar defeitos para certas aplicações.

A utilização de equipamento de ensaio inadequado pode originar resultados errados (como foi o caso da máquina de ensaios para o tipo de ensaios realizados). Por essa razão, achou-se conveniente executar ensaios por processos diferentes, conseguindo-se, assim, justificar diferenças entre os resultados teóricos e práticos e tomar conhecimento da complexidade que é a execução de ensaios creíveis. A colocação dos extensómetros em locais incorrectos poderá, igualmente, originar conclusões erradas.

Só se obtiveram resultados considerados bons nos ensaios com cargas do tipo A. Nestes, os ensaios realizados com as juntas soldadas obtiveram os resultados mais próximos das simulações em EF. Por esse motivo seria necessário a execução de mais ensaios para se obterem mais resultados que pudessem comprovar e validar os modelos teóricos. Estes teriam, no entanto, que ser realizados com protótipos novos e mais aperfeiçoados. A

correção dos protótipos passaria, por exemplo, pela utilização de perfis extrudidos em vez de quinados, a utilização de fresadoras para o corte das chapas do reforço em vez da tesoura manual e soldaduras de melhor qualidade. A construção de todo o equipamento de suporte deveria ser executada com tolerâncias mais apertadas, para minimizar os efeitos de desalinhamentos e de folgas.

Como se vê, existem várias razões que justificam os resultados obtidos. É muito complicado, se não impossível, identificar a origem das diferenças dos resultados. Só a experiência do utilizador poderá detectar essas origens. Apesar dos resultados, considerou-se positiva a realização dos ensaios, pois permitiu uma familiarização com os equipamentos e processos de ensaio (desde a preparação dos protótipos e aquisição de material até à sua realização) e uma consciencialização das dificuldades da realização de ensaios válidos e fiáveis.



9. Conclusões

Neste trabalho pretendeu-se projectar a estrutura de um veículo automóvel de pequenas dimensões (tipo veículo de lazer), tendo em vista a sua produção para pequenas séries.

Decidiu-se pela utilização de uma estrutura tubular composta por perfis rectangulares de alumínio, tendo-se escolhido a liga 5052-H34 para a sua construção. Para o dimensionamento da estrutura utilizou-se um método vulgarmente aplicado no projecto de estrutura automóveis [R14], tendo os cálculos sido efectuados através do método de elementos finitos. Calcularam-se, assim, as seguintes dimensões para os perfis: 75x50 e 50x50. Em ambos os casos a espessura da paredes é de 3 mm, valor considerado máximo para perfis de alumínio de parede fina.

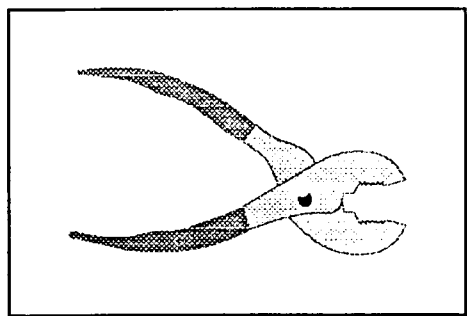
Os resultados das análises realizadas (capítulo 6) mostraram que as tensões nominais ao longo da estrutura se situavam abaixo dos 75 MPa para o solicitamento da estrutura mais crítico, encontrando-se, assim, dentro dos valores de segurança pré-estabelecidos. No entanto, constatou-se que nas zonas das uniões as tensões chegavam a ultrapassar os 200 MPa, valor este bastante superior à tensão admissível do material. Sendo convencionalmente as uniões dos perfis soldadas, o que torna este problema ainda maior, optou-se, neste trabalho, por dimensionar um tipo de reforço que seria introduzido nas juntas, conseguindo-se assim aumentar a sua resistência mecânica, evitando-se ter que utilizar perfis com espessuras maiores.

Os reforços concebidos (capítulo 7) garantem um aumento da resistência e da rigidez de juntas L e T entre 200 e 400 % (dependendo do tipo de carga aplicada), com um incremento de peso entre 400 e 600 g por junta. Estes valores foram parcialmente confirmados em ensaios práticos (capítulo 8). A utilização dos reforços internos elimina a soldadura (e os problemas relacionados) uma vez que é inteiramente colado aos perfis, e ainda facilita a montagem dos perfis e torna a estrutura esteticamente mais agradável.

A introdução destes reforços na estrutura do WIESCAT 4 contribui, assim, para um melhor desempenho mecânico da mesma. A aplicação dos reforços nas juntas anteriormente classificadas de “zonas críticas” (capítulo 6) conduz a uma redução das tensões estáticas na ordem dos 200 a 400 % com um incremento de peso de 10,8¹ kg (cerca de 25 % do peso actual da estrutura), i.e., aumenta-se a eficiência da junta entre 160 e 320 %. Com a utilização de perfis mais espessos a eficiência da estrutura só iria baixar.

Quanto ao aumento da eficiência mecânica da estrutura, no que diz respeito ao comportamento à fadiga, pouco se pode adiantar devido à falta de informação que possibilite o estabelecimento de conclusões concretas. A área da fadiga é, por essa razão, a área que necessita de mais investigação, nomeadamente através de ensaios práticos de juntas soldadas e reforçadas.

¹ Este valor corresponde ao peso de 6 reforços (2 em L, 2 em T e 2 em 3D) constituídos a partir de chapa de 3 mm como a restante estrutura do WIESCAT 4.



Apêndice A

Tipo de perfil
Cálculos auxiliares

A.1 Expressões matemáticas utilizadas

Grandeza	Simb.	Unid.	Expressão	Eq.
Perfil rectangular				
• Área da secção	A	[m ²]	$zy - (z-t)(y-t)$	(A.1)
• Momento de inércia	I_{yy}	[m ⁴]	$(yz^3 - (y-2t)(z-2t)^3) / 12$	(A.2)
• Momento de inércia	I_{zz}	[m ⁴]	$(zy^3 - (z-2t)(y-2t)^3) / 12$	(A.3)
• Momento polar de inércia ¹	I_p	[m ⁴]	$(2t(z-t)^2(y-t)^2) / (z+y-2t)$	(A.4)
Perfil circular				
• Área da secção	A	[m ²]	$\pi (d^2 - (d-2t)^2) / 4$	(A.5)
• Momento de inércia	I	[m ⁴]	$\pi (d^4 - (d-2t)^4) / 64$	(A.6)
• Momento polar de inércia	I_p	[m ⁴]	$\pi (d^4 - (d-2t)^4) / 32$	(A.7)
Tensões				
• Tracção e compressão	$\sigma_{m\acute{a}x}$	[N/m ²]	P / A	(A.8)
• Flexão pura	$\sigma_{m\acute{a}x}$	[N/m ²]	M x c / I	(A.9)
• Torção pura	$\tau_{m\acute{a}x}$	[N/m ²]	T x c / I_p	(A.10)
• Esforço transversor	$\tau_{m\acute{a}x}$	[N/m ²]	V x Q / I x t'	(A.11)
• Instabilidade	σ_{cri}	[N/m ²]	P_{cri} / A	(A.12)
Deformações e distorções				
• Tracção e compressão	y	[m]	P x L / E x A	(A.13)
• Flexão pura	y	[m]	ver ponto A.3	
• Torção pura	ϕ	[°]	T x L / G x I_p	(A.14)
• Esforço transversor	y	[m]	desprezável	

P - força axial [N]

M - momento flector [Nm]

T - momento torsor [Nm]

V - esforço transversor [N]

Q - produto da área pela distância ao seu centro de massa a partir da linha média do perfil [m³]

t' - espessura resistente ao esforço transversor [m]

c - distância máxima da extremidade do perfil à fibra neutra [m]

Tabela A.1 - Propriedades geométricas e grandezas mecânicas dos perfis

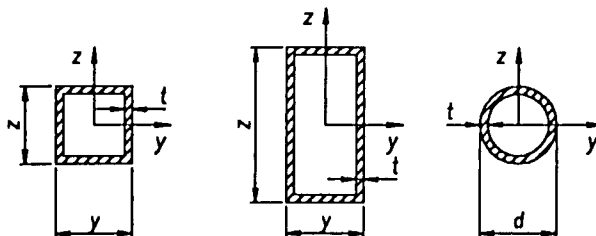


Figura A.1 - Secções analisadas: a) quadrada, b) rectangular, c) circular

¹ Expressão para perfis rectangulares de parede fina [L11]. Restantes expressões retiradas de [L10, L12].

A.2 Tracção e compressão uniaxial

Ganho real do peso do alumínio em relação ao aço: $\sigma_{adm} = P / A \Rightarrow P = A \times \sigma_{adm}$

Para iguais valores de P, vem:

$$A_{Al} \times \sigma_{adm Al} = A_{aço} \times \sigma_{adm aço} \Leftrightarrow A_{Al} / A_{aço} = \sigma_{adm aço} / \sigma_{adm Al} = 130 / 97,5 = 1,33$$

- peso do componente em alumínio: $A_{Al} \times 2680 = 1,33 \times A_{aço} \times 2680$
- peso do componente em aço: $A_{aço} \times 7860$

$$\Rightarrow \text{razão de pesos: } r = \text{peso}_{aço} / \text{peso}_{Al} = 7860 / 1,33 \times 2680 = 2,2$$

A.3 Flexão pura

Ganho real do peso do alumínio em relação ao aço: $\sigma_{adm} = M \times w_{fl} \Rightarrow M = \sigma_{adm} / w_{fl}$

Para iguais valores de M, vem:

$$\sigma_{adm Al} / w_{fl Al} = \sigma_{adm aço} / w_{fl aço} \Leftrightarrow w_{fl aço} / w_{fl Al} = \sigma_{adm aço} / \sigma_{adm Al} = 130 / 97,5 = 1,33$$

$$\Rightarrow w_{fl aço} = 1,33 \times w_{fl Al}$$

Ex: se $w_{fl Al} = 10^5 \text{ m}^{-3}$ (valor de referência) então $w_{fl aço} = 1,33 \times 10^5 = 1,33 \times 10^5 \text{ m}^{-3}$

Alumínio - perfil circular 70x3 mm, $w_{fl} = 10^5 \text{ m}^{-3}$ (valor de referência):

- $m' = 1,7 \text{ kg/m}$ (figura 2.4)

Aço - perfil circular 70x3 mm, $w_{fl} = 10^5 \text{ m}^{-3}$: $m' = 5,0 \text{ kg/m}$ (figura 2.4)

$$\Rightarrow \text{razão de pesos: } r = m'_{aço} / m'_{Al} = 5,0 / 1,7 = 2,9$$

Aço - perfil circular 60x3 mm, $w_{fl} = 1,33 \times 10^5 \text{ m}^{-3}$: $m' = 4,4 \text{ kg/m}$ (figura 2.4)

$$\Rightarrow \text{razão de pesos: } r = m'_{aço} / m'_{Al} = 4,4 / 1,7 = 2,6$$

Aço - perfil rectangular 50x40x3 mm, $w_{fl} = 1,33 \times 10^5 \text{ m}^{-3}$: $m' = 4,3 \text{ kg/m}$ (figura 2.4)

$$\Rightarrow \text{razão de pesos: } r = m'_{aço} / m'_{Al} = 4,3 / 1,7 = 2,5$$

Elaboração da figura 2.4: utilizaram-se os resultados acima. $w_{fl eq aço} = 1,33 \times w_{fl Al}$. A leitura do ganho real de peso entre componentes em alumínio e aço, tomando-se o valor de $w_{fl Al}$ como referência, é directa.

Cálculo das deformações máximas para vários casos de flexão:

- viga encast. com carga P aplicada na extremidade livre: $y = - PL^3 / 3EI$
- viga encast. com carga uniformemente w distribuída: $y = - wL^4 / 8EI$
- viga encast. com momento M aplicado na extremidade livre: $y = - ML^2 / 2EI$

- viga bi-apoiada com carga P aplicada a meio vão: $y = - PL^3 / 48EI$
- viga bi-apoiada com carga uniformemente w distribuída: $y = - 5wL^4 / 384EI$
- viga bi-apoiada com mom. M aplicado numa extremidade: $y = - ML^2 / 9 \sqrt{3} EI$

A.4 Variação de A, I e I_p com o aumento das dimensões dos perfis

Tratando-se de perfis de parede fina, aumentar espessura do perfil de 1 para 3 mm corresponde a aumentar a secção e os momentos de inércia cerca de 3 vezes. Devido ao facto da razão das densidades e módulos de inércia ser igualmente 3 ($r_p = 2,93$; $r_E = 2,86$), os resultados para o aço com 1 mm de espessura e alumínio com 3 mm compensam-se. Como pode ser constatado nas figuras correspondentes (figuras de rigidez), quanto maior forem as dimensões exteriores dos perfis, mais se assemelham as curvas do aço (1 mm) e alumínio (3 mm). Este facto pode ser confirmado na tabela A.2. Nesta tabela apresentam-se para vários tipos de perfis quadrados com dimensões exteriores e espessuras diferentes, as razões de A/A_o , I/I_o , e I_p/I_{po} , onde o índice “o” representa o perfil de referência. O perfil de referência é o perfil com a mesma geometria e dimensões exteriores e uma espessura de 1 mm. Por exemplo, para perfis rectangulares 160x160 mm, a razão das áreas e dos momentos de inércia ($A/A_o = 2,96$, $I/I_o = 2,89$, $I_p/I_{po} = 2,89$) aproximam-se de r_p e r_E , enquanto que para dimensões exteriores mais pequenas (40x40 mm) as razões de área e momentos de inércia são, respectivamente, 2,85, 2,58 e 2,56. A mesma conclusão tira-se para perfis de secção circular.

A figura A.9 mostra a relação massa/ K_{fl} para perfis quadrados com dimensões exteriores iguais e espessuras diferentes e perfis rectangulares com diferentes razões de lado z/y. Constata-se da figura, que para um mesmo K_{fl} e para espessuras a partir de aproximadamente 3 mm para perfis de alumínio, quaisquer que sejam as dimensões exteriores do perfil, os perfis de aço pesam menos. Por outras palavras, a partir de 3 mm de espessura dos perfis de alumínio, se se pretender massas iguais para perfis de aço e alumínio com dimensões exteriores iguais, os perfis de aço garantem maior rigidez à flexão. Este facto diz-nos que, caso se utilizem perfis quadrados, o perfil em aço garante sempre melhores resultados (rigidez/peso) a partir de 1 mm de espessura. Raciocínios idênticos concluem que o mesmo se passa para perfis circulares, pelo que não serão abordados neste resumo.

Os resultados apresentados acima aplicam-se igualmente para o caso da instabilidade. Quanto à rigidez e resistência à torção, constata-se que para perfis de secção circular, as conclusões a que se chegam são idênticas. Para perfis de secção não-circular, não se obtêm resultados conclusivos, uma vez que as expressões para o cálculo de I_p são descontínuas, apresentando os valores descontinuidades de perfil para perfil.

Concluindo, os perfis de alumínio somente apresentam melhores resultados que os de aço se forem perfis de parede fina com espessura inferior ou igual a 3 mm. Atingem-se mesmo valores de peso que não se consegue como aço, encontrando-se aqui as

vantagens de utilização de perfis de alumínio. Para espessuras superiores a 3 mm (para os perfis de alumínio), o contributo do aumento da espessura, mantendo as mesmas dimensões exteriores, favorece mais o aumento da área da secção (peso do perfil) do que o dos momentos de inércia (rigidez e resistência), sendo esta a explicação para a vantagem dos perfis de aço. Outra conclusão a que se chega é a que a relação lado (diâmetro)/espessura não tem influência significativa nos resultados, sendo portanto a espessura de 3 mm para o alumínio (ou 1 mm para o aço) o valor decisivo.

y, z [mm]	Esp. [mm]	Rel. y / esp.	A [m ²]	I [m ⁴]	I _p [m ⁴]	A/A _o	I/I _o	I _p /I _{po}
40	1	40.00	1.56E-04	3.96E-08	5.93E-08	1.00	1.00	1.00
40	2	20.00	3.04E-04	7.34E-08	1.10E-07	1.95	1.85	1.85
40	3	13.33	4.44E-04	1.02E-07	1.52E-07	2.85	2.58	2.56
40	5	8.00	7.00E-04	1.46E-07	-	4.49	3.69	-
40	7	5.71	9.24E-04	1.75E-07	-	5.92	4.43	-
40	10	4.00	1.20E-03	2.00E-07	-	7.69	5.05	-
40	15	2.67	1.50E-03	2.13E-07	-	9.62	5.37	-
40	20	2.00	1.60E-03	2.13E-07	4.27E-07	10.26	5.39	7.19
80	1	80.00	3.16E-04	3.29E-07	4.93E-07	1.00	1.00	1.00
80	2	40.00	6.24E-04	6.33E-07	9.49E-07	1.97	1.93	1.93
80	3	26.67	9.24E-04	9.14E-07	1.37E-06	2.92	2.78	2.78
80	5	16.00	1.50E-03	1.41E-06	2.11E-06	4.75	4.30	4.28
80	7	11.43	2.04E-03	1.83E-06	2.72E-06	6.47	5.57	5.52
80	10	8.00	2.80E-03	2.33E-06	-	8.86	7.10	-
80	15	5.33	3.90E-03	2.89E-06	-	12.34	8.80	-
80	20	4.00	4.80E-03	3.20E-06	-	15.19	9.73	-
80	40	2.00	6.40E-03	3.41E-06	6.83E-06	20.25	10.38	13.85
160	1	160.00	6.36E-04	2.68E-06	4.02E-06	1.00	1.00	1.00
160	2	80.00	1.26E-03	5.26E-06	7.89E-06	1.99	1.96	1.96
160	3	53.33	1.88E-03	7.74E-06	1.16E-05	2.96	2.89	2.89
160	5	32.00	3.10E-03	1.24E-05	1.86E-05	4.87	4.64	4.63
160	7	22.86	4.28E-03	1.67E-05	2.51E-05	6.74	6.25	6.24
160	10	16.00	6.00E-03	2.26E-05	3.38E-05	9.43	8.43	8.40
160	15	10.67	8.70E-03	3.08E-05	4.57E-05	13.68	11.50	11.38
160	20	8.00	1.12E-02	3.73E-05	-	17.61	13.93	-
160	40	4.00	1.92E-02	5.12E-05	-	30.19	19.11	-
160	80	2.00	2.56E-02	5.46E-05	1.09E-04	40.25	20.38	27.17

A_o, I_o, I_{po} - representam os valores de referência (para t = 1 mm)

Tabela A.2 - Relação A/A_o, I/I_o e I_p/I_{po} para perfis quadrados seleccionados

A.5 Torção pura

Ganho real do peso do alumínio em relação ao aço: exemplo para perfis circulares:

$$\tau_{adm} = T \times c / I_p = T \times w_t \Rightarrow T = \tau_{adm} / w_t$$

Para iguais valores de T, vem:

$$\tau_{adm Al} / w_{t Al} = \tau_{adm aço} / w_{t aço} \Rightarrow w_{t aço} / w_{t Al} = \tau_{adm aço} / \tau_{adm Al} = 92 / 68 = 1,35$$
$$\Rightarrow w_{t aço} = 1,35 \times w_{t Al}$$

Elaboração da figura A.6: análogo à figura 2.4 (flexão pura)

A.6 Esforço transversal

Ganho real do peso do alumínio em relação ao aço: $K_{in aço} = 1,35 \times K_{in Al}$ (análogo ao caso de torção pura)

Elaboração da figura A.7: análogo ao caso de torção pura

A.7 Instabilidade

Principais casos de instabilidade:

Cálculo da carga crítica: $P_{crit} = \pi^2 EI / L_e^2$, com L_e = comprimento efectivo da coluna.

- duas extremidades da coluna encastradas: $L_e = 0,5L$
- duas extremidades apoiadas: $L_e = L$
- uma extremidade encastrada e a outra apoiada: $L_e = 0,7L$
- uma extremidade encastrada e a outra livre: $L_e = 2L$

A.8 Leitura dos gráficos

Sequência dos pontos para perfis circulares (por área crescente): $\phi = 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100$.

Sequência dos pontos para perfis rectangulares (por área crescente): **40x40, 50x40, 50x50, 60x40, 60x50, 70x40, 60x60, 70x50, 80x40, 70x60, 80x50, 90x40, 70x70, 80x60, 90x50, 100x40, 80x70, 90x60, 100x50, 80x80, 90x70, 100x60, 90x80, 100x70, 90x90, 100x80, 100x90, 100x100.**

Sequência dos pontos para figura A.9: cada curva corresponde a uma dimensão exterior. Cada ponto corresponde a uma espessura diferente. Na tabela A.2 encontra-se a sequência das espessuras.

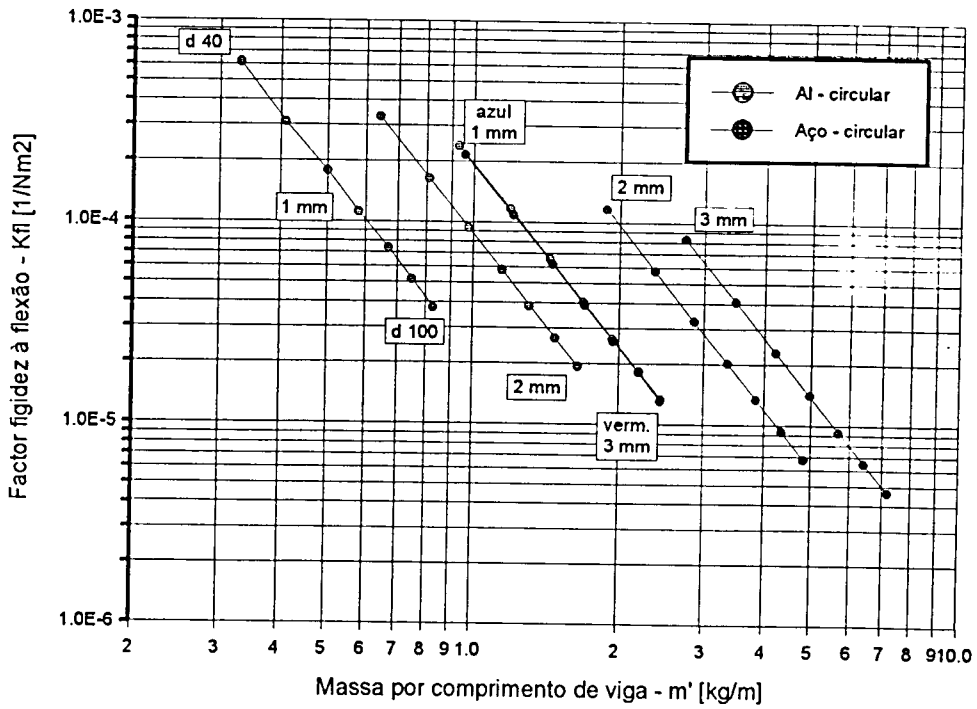


Figura A.2 - Relação massa / rigidez à flexão K_{fi} . Perfis circulares com espessuras entre 1 e 3 mm. Materiais: alumínio e aço

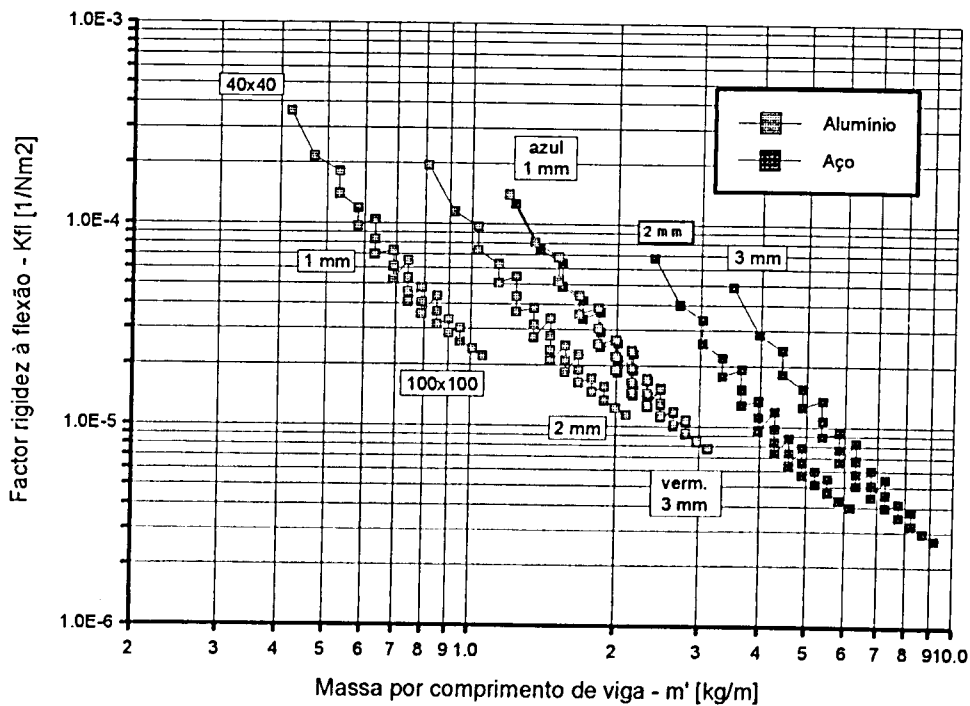


Figura A.3 - Relação massa / rigidez à flexão K_{fi} . Perfis rectangulares com espessuras entre 1 e 3 mm. Materiais: alumínio e aço

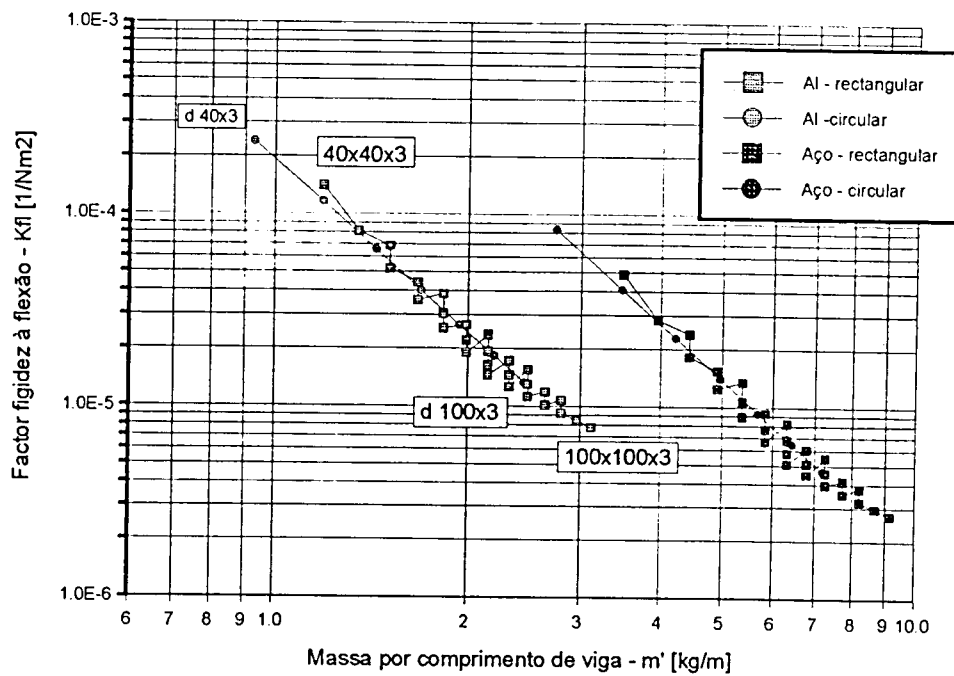


Figura A.4 - Relação massa / rigidez à flexão K_f . Perfis retangulares e circulares com espessuras de 3 mm. Materiais: alumínio e aço

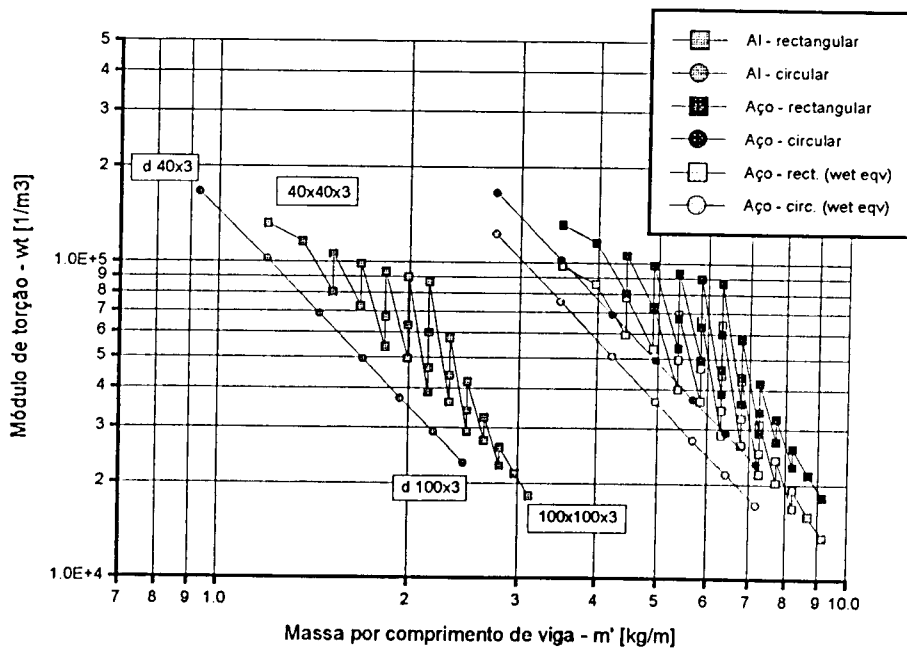


Figura A.5 - Relação massa / tensão de corte devido a um momento torsor w_t . Perfis retangulares e circulares com espessuras de 3 mm. Materiais: alumínio e aço

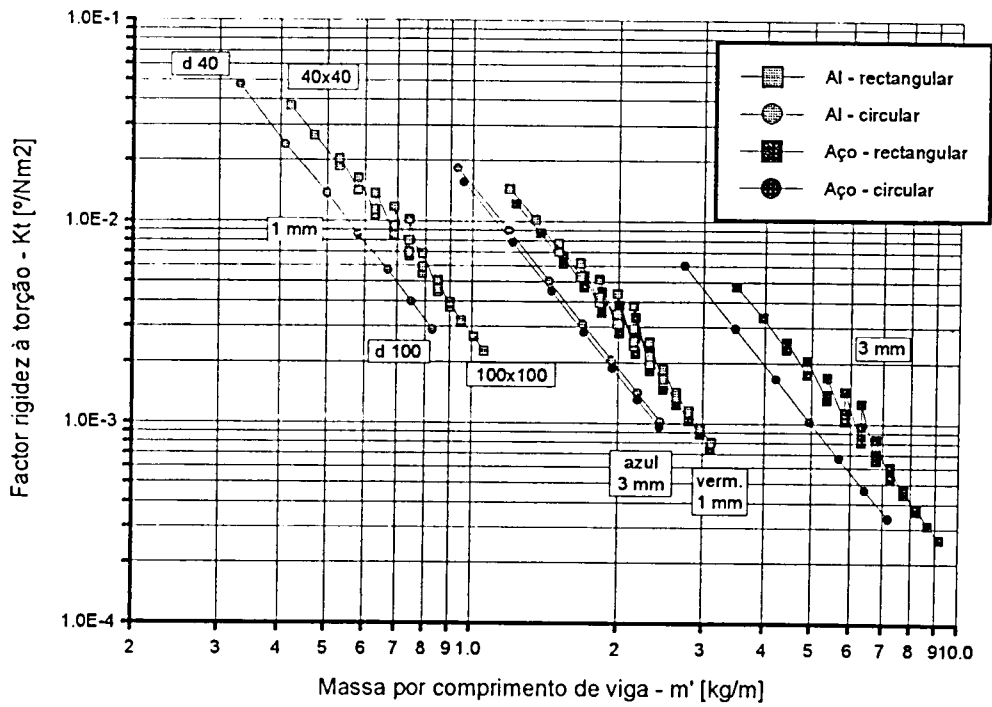


Figura A.6 - Relação massa / rigidez à torção K_t . Perfis retangulares e circulares com espessuras de 1 e 3 mm. Materiais: alumínio e aço

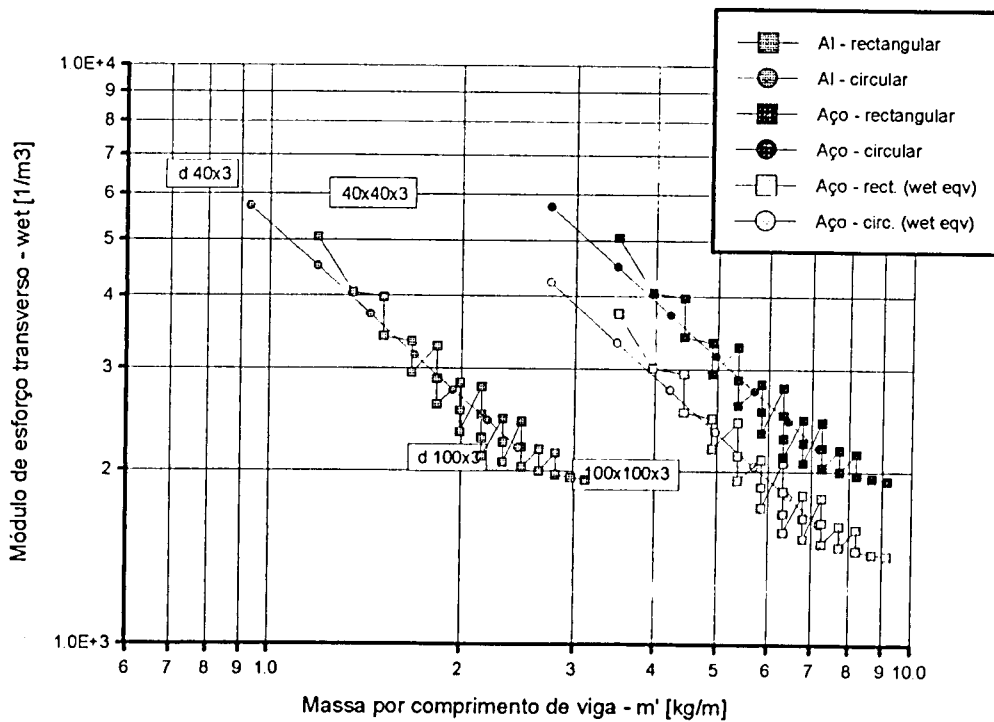


Figura A.7 - Relação massa / tensão de corte devido ao esforço transversal w_{et} . Perfis retangulares e circulares com espessuras de 3 mm. Materiais: alumínio e aço

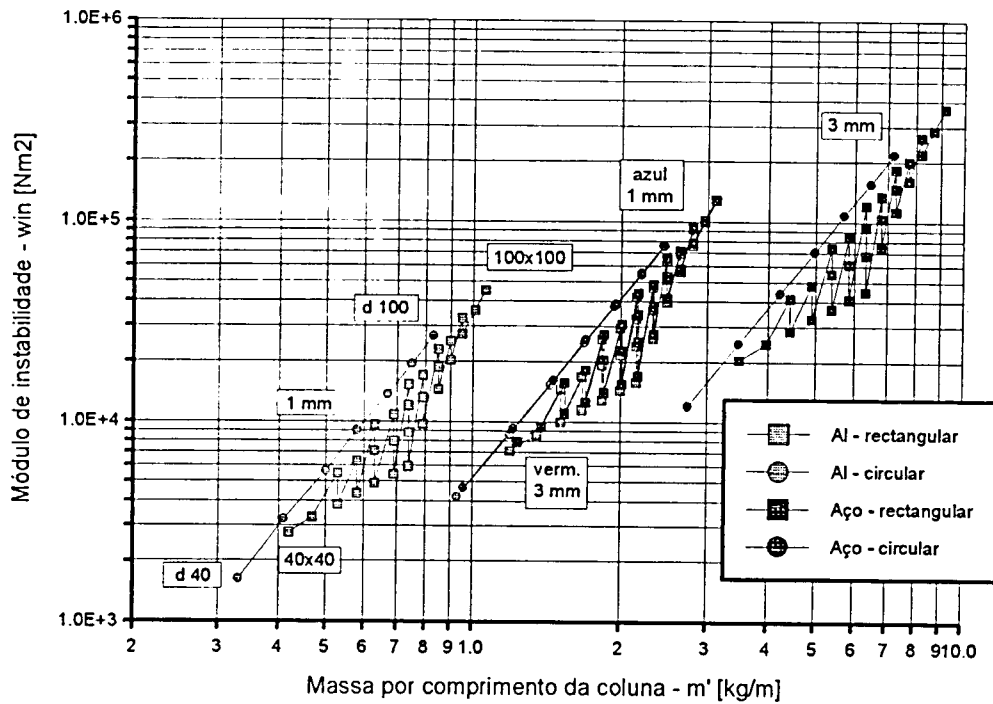


Figura A.8 - Relação massa / carga crítica à instabilidade w_{in} . Perfis rectangulares e circulares com espessuras de 1 e 3 mm. Materiais: alumínio e aço

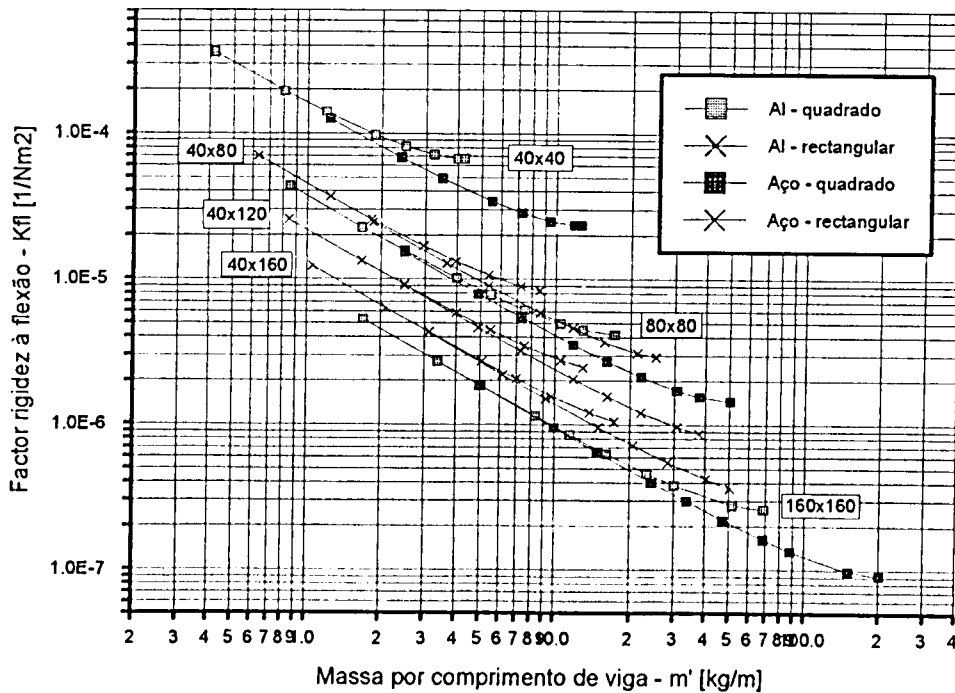
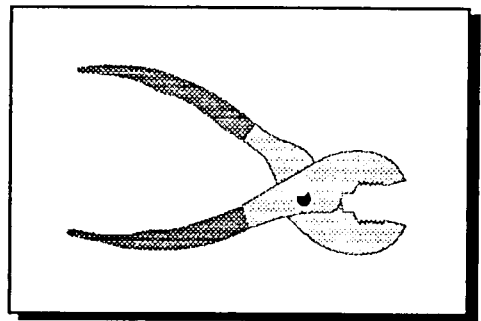


Figura A.9 - Relação massa / rigidez à flexão. Perfis rectangulares e quadrados



Apêndice B

**Utilização
do alumínio
em estruturas
automóveis**

B.1 Introdução

Dada a cada vez maior sofisticação do automóvel moderno, somente através da utilização de materiais mais leves poderá a indústria automóvel encontrar hoje em dia a solução para reduzir o peso dos seus veículos. No entanto, dados os custos para produções em larga escala que a utilização de materiais leves implica, esta solução ainda não foi posta em prática com o sucesso desejado. São necessários ainda grandes investimentos para se conseguirem desenvolver e produzir componentes em materiais leves, com custos aceitáveis [L3].

O alumínio tem potencialidades para ser utilizado como componente estrutural de veículos automóveis, sendo possível reduzir o peso total dos mesmos até cerca de 150 kg [L3]. No entanto, para ultrapassar alguns inconvenientes de certas características do alumínio (reduzido módulo de elasticidade, reduzida resistência à fadiga, tensões de rotura inferiores ao aço, etc.) é necessário proceder a alterações na concepção dos componentes, tirando proveito das propriedades únicas que o alumínio oferece. Neste apêndice apresentam-se algumas soluções possíveis de se aplicar no projecto de componentes em alumínio de modo a obter igual ou melhor desempenho do que com componentes equivalentes em aço. Apresentam-se igualmente as vantagens que os processos de extrusão, fundição e forjamento do alumínio podem trazer à indústria automóvel, se convenientemente explorados.

B.2 Projecto de estruturas de alumínio

- **Dimensionamento mantendo a mesma resistência**

Usando alumínio, onde a tensão de cedência é o factor crítico, consegue-se reduzir até 60% o peso dos componentes (usando-se ligas da série 5000 e 6000), aumentando a espessura do material em somente 25% [L3]. Para maiores reduções é possível utilizar ligas mais resistentes, tendo que se ter em conta os problemas que daí podem advir, nomeadamente no que diz respeito à soldabilidade e à resistência à corrosão.

- **Dimensionamento mantendo a mesma rigidez**

Se se comparar a rigidez torsional específica do alumínio e do aço, chega-se à conclusão, em primeira aproximação (uma vez que a rigidez torsional específica depende directamente de E e é inversamente proporcional à sua densidade, e estes valores são no alumínio sensivelmente três vezes inferiores aos do aço), que não é possível reduzir o peso utilizando componentes em alumínio (capítulo 2). No entanto, esta análise poderá ser enganosa, se não se tiverem em conta os seguintes aspectos:

1. o alumínio permite a obtenção de perfis com formas variadas e complexas através da extrusão, conseguindo-se peças mais resistentes, uma vez que não têm que ser soldadas;

2. as peças extrudidas de alumínio não precisam de garantir flanges para os pontos de soldadura para a união dos vários componentes do perfil, podendo ter espessuras maiores, conseguindo-se aumentar a rigidez torsional para dimensões exteriores e peso iguais.

Se se entrar em consideração com estes factores, é possível reduzir até 42% do peso em componentes de alumínio com o dobro da espessura que o respectivo componente em aço [L3]. Uma boa rigidez torsional promove uma boa rigidez à flexão.

- **Dimensionamento de componentes em caso de choque**

A análise do comportamento ao choque tem que considerar a perda de resistência dos materiais nas ZAC, que surgem durante uma soldadura (no alumínio, a perda de resistência pode ultrapassar os 50% (capítulo 4)). Estas deficiências dos alumínio (com excepção das ligas da série 7000) podem ser compensadas através da utilização de outros pontos para a soldadura (pontos menos críticos) ou através da utilização de formas alternativas das peças. O alumínio apresenta grandes vantagens nesta área, devido à grande facilidade de se obterem peças extrudidas (o que não acontece com o aço). Consegue-se, assim, fabricar componentes com as secções pretendidas, enquanto que isso só é possível no aço através da junção (soldadura) de dois ou mais perfis (figura B.1). Testes realizados mostram que um perfil óptimo consegue absorver mais energia com um nível de força mais elevado e com as mesmas dimensões exteriores, que uma peça equivalente em aço com a mesma espessura. Consegue-se desta maneira reduzir o peso dos componentes até 75% [L3, R5].

- **Conclusão**

Vários estudos mostram que uma estrutura em alumínio consegue os mesmos resultados que uma estrutura de aço com apenas 50% de peso [L3] (ver exemplos apresentados no capítulo 2.3). No entanto, tem que se ter em conta os elevados custos de produção do alumínio. Para que seja economicamente viável a construção de um chassis em alumínio é necessário tirar proveito das grandes vantagens que o alumínio oferece, no que diz respeito à obtenção de peças acabadas, nomeadamente através de processos de extrusão e fundição.

B.3 Técnicas de produção de componentes de alumínio

- **Extrusão**

O processo de extrusão é um processo que gera calor. O material a extrudir é aquecido até cerca de 500° C e depois forçado a passar através de uma fiação com a forma desejada. O lingote formado é então arrefecido e depois cortado nos comprimentos desejados. Com este processo conseguem-se obter praticamente quaisquer tipos de secções, distinguindo-se entre secções sólidas, ocas e semi-ocas. Para a obtenção de cada uma destas secções existe uma tecnologia específica apropriada.

A selecção da liga é importante, porque define a espessura mínima da forma e tem um efeito no custo final da peça. Em geral, quanto maior o conteúdo de elementos de liga e maior a sua resistência, mais difícil é a extrusão do material e menor é o rendimento do processo de extrusão. Os materiais usados na extrusão são materiais sensíveis a tratamentos térmicos (STT). Na indústria automóvel são habitualmente usadas ligas da série 6000.

Um factor que define o grau de dificuldade de extrusão de uma peça é a razão entre o perímetro (menor raio que envolve a peça) e o peso por unidade de comprimento. Em geral, maior a assimetria e o “desequilíbrio” de uma secção transversal de uma peça, mais difícil é extrudir essa peça. No entanto, a produção de peças assimétricas e “desequilibradas” é a base para o grande crescimento que ocorreu na utilização da extrusão do alumínio, uma vez que com este processo se conseguem produzir peças com secções complexas e específicas para cada caso, facto esse que só era possível através da união de secções mais simples. Existem outros factores que podem influenciar a escolha do material, a saber, o acabamento final da peça desejado, resistência à corrosão e outras características, tais como, capacidade de flexão, condutividade, resistência térmica, desgaste, etc..

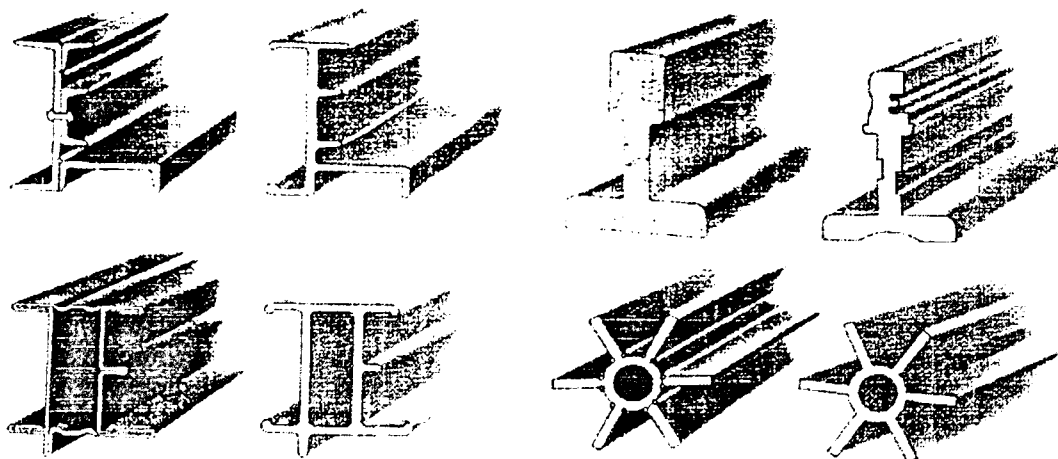


Figura B.1 - Exemplos de “secções inteligentes” de perfis extrudidos

A utilização de componentes extrudidos em alumínio tem por objectivo vir a ultrapassar os problemas de perda de resistência (na ZAC), através da possibilidade da criação de formas desejadas. Elimina-se ou, pelo menos, diminui-se, deste modo a necessidade de se ter que unir vários perfis para se obter a forma desejada. Além disso, o processo de extrusão permite o desenho de “secções inteligentes”, criando-se formas específicas (por exemplo, reforços internos), aumentando-se, assim, a rigidez e resistência do perfil. As secções extrudidas podem facilmente ser utilizadas em combinação com outros componentes semi-acabados ou fabricados por outros processos, como a fundição e o forjamento. Deste modo, concebendo-se no perfil extrudido formas apropriadas,

consegue-se facilmente promover e facilitar a união de outros componentes (por exemplo, nós fundidos ou forjados, painéis de carroçaria, etc.) (figura 2.1 g). Integrando funções é possível poupar material, peso, correcções e custos [R5]. Na figura B.1 estão ilustradas algumas soluções possíveis com perfis extrudidos.

No futuro, as secções extrudidas em alumínio encontrarão aplicações adicionais na construção de veículos, devido às vantagens derivadas da redução de peso, aumento da resistência à corrosão, simples processamento e às possibilidades da sua reciclagem. Prevê-se que no futuro as estruturas automóveis sejam do tipo *space frame* constituídas por secções extrudidas e unidas a juntas fundidas ou forjadas (figura 2.7) [L3].

• Fundição

A fundição é um dos processos mais económicos que existe para a obtenção do componente desejado (desde o metal líquido até à peça final). Além disso, não existe nenhum outro metal que tenha tantos métodos diferentes de fundição como o alumínio. Por esse motivo, 80% dos 55 kg de alumínio usados na construção de um veículo provêm de peças fundidas. Somente a falta de ductilidade (alongação) associada a peças provenientes de fundição (principalmente em componentes utilizados para a segurança dos ocupantes) impede que a utilização de componentes fundidos seja maior. No entanto, o desenvolvimento feito nos últimos anos neste campo trouxe progressos, no que diz respeito a novas aplicações para o alumínio.

Quase todos os produtos produzidos por fundição apresentam porosidades ou contracções provocadas durante o arrefecimento. As porosidades são o que mais afecta o comportamento mecânico da peça (nomeadamente a fadiga). As inclusões de gases na peça impossibilitam a execução de tratamentos térmicos. Os novos processos de fundição em desenvolvimento pretendem justamente minimizar ou mesmo evitar o aparecimento destas porosidades.

• Forjamento

As ligas de alumínio podem ser forjadas numa elevada variedade de formas e através de um elevado número de processos. O forjamento de materiais de alumínio é feito a temperaturas na ordem dos 450° C (no aço o forjamento é feito a cerca 1000° C). A estas temperaturas, o alumínio é bastante maleável e pode ser facilmente forjado. Uma vez que a deformação do material aumenta a temperatura, a selecção da velocidade do processo do forjamento é importante para não liquidificar localmente o alumínio, o que poderia alterar a sua microestrutura. Para precaver esta situação, o alumínio é comprimido (prensa) e não martelado (não aumenta tanto a temperatura). O processo de forjamento dura alguns minutos para deixar o material mais viscoso fluir para as zonas de acesso mais difícil. As matrizes são aquecidas para diminuir as perdas de calor. Utilizam-se ligas STT, tais como as das séries 2000, 6000 e 7000.

A utilização de componentes forjados tem ganho terreno na indústria automóvel. Hoje em dia são usados componentes forjados de alumínio em áreas como partes do chassis (redução do peso não-suspenso), jantes, braços de suspensões, barras de direcção, juntas de todo o tipo, caixas das bombas do sistema ABS, partes do sistema de injeção, cubos das rodas, eixos traseiros, etc.. A figura B.2 apresenta alguns exemplos de componentes forjados.

Em caso de choque, qualquer dos componentes projectados tem que se deformar de forma a absorver o máximo de energia possível para proteger os ocupantes do veículo ou outras pessoas envolvidas num acidente. É neste ponto que os alumínios forjados são mais vantajosos que os fundidos. Uma liga forjada tem maior resistência mecânica e maior resiliência quando sujeita a carregamentos estáticos, tornando-se mais indicada para o projecto de componentes estruturais que têm a função de absorver energia. Além disso, uma liga forjada permite maiores elongações e por isso é mais indicada para componentes sujeitos a carregamentos cíclicos.

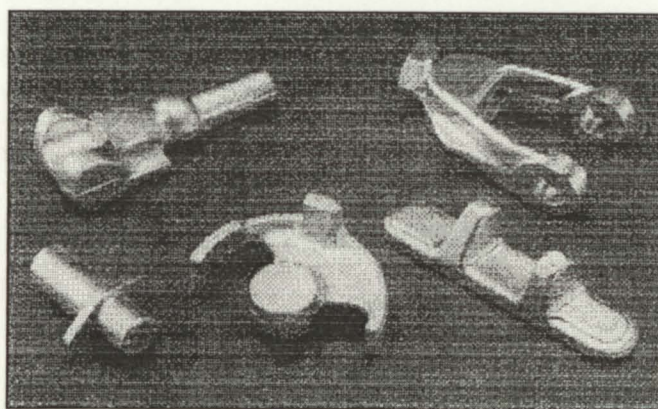


Figura B.2 - Alguns exemplos de componentes forjados

Com a técnica de forjamento conseguem-se orientar as fibras do material da forma pretendida (ver figura B.3) e assim conferir ao material a resistência e a ductilidade necessárias, sendo a sua aplicação óptima para componentes sujeitos a grandes esforços mecânicos. Além disso, o alumínio forjado não apresenta poros de qualquer espécie, podendo por isso ser utilizado para componentes sujeitos a pressão.

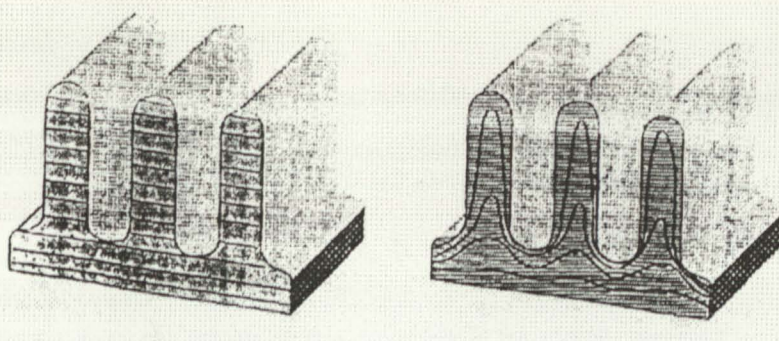
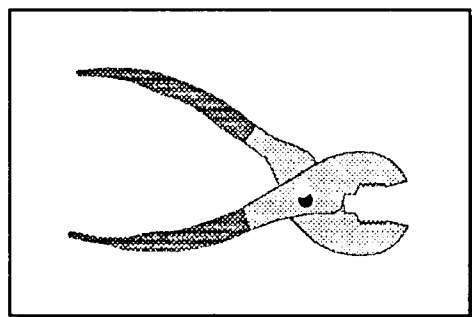


Figura B.3 - Orientação das fibras numa secção maquinada (a) e forjada (b)



Apêndice C

Anexos

C.1 Propriedades de juntas de alumínio soldadas (capítulo 4)

Liga	Prop. mec.		Liga de adição	Sem TTPS			Após TTPS		
	σ_{rot} [MPa]	ϵ_{rot} [%](b)		σ_{rot} [MPa]	ϵ_{rot} [%]	efic. [%](a)	σ_{rot} [MPa]	ϵ_{rot} [%]	efic. [%](a)
1100-O	90	35	1100	93	23 (b)	100	-	-	-
1100-O	90	35	4043	93	21 (b)	100	-	-	-
2014-T6	485	-	4043	234	4 (c)	48	345	2 (c)	71
2014-T6	485	-	2319	241	5 (c)	50	414	5 (c)	85
3003-H18	200	4	1100	110	15 (b)	55	-	-	-
5050-O	145	24	5356	145	20 (b)	100	-	-	-
5050-H32	172	9	5356	159	15 (b)	92	-	-	-
5050-H32	172	9	4043	152	15 (b)	88	-	-	-
5083-O	290	6	5356	283	17 (b)	98	-	-	-
5083-H32	317	22	5356	276	16 (b)	87	-	-	-
5083-H32	317	16	5183	300	12 (b)	95	-	-	-
6061-T4	240	22	4043	186	8 (c)	78	241	3 (c)	100
6061-T6	310	12	4043	186	8 (c)	60	303	5 (c)	98
6061-T6	310	12	5356	207	11 (c)	67	-	-	-
6063-T6	240	12	5356	138	12 (c)	58	-	-	-

(a) - relação entre tensões de rotura

(b) - alongação à tracção, provetes com 50 mm de comprimento

(c) - alongação à tracção, provetes com 50,8 mm de comprimento

Tabela C.1 - Propriedades mecânicas de algumas juntas soldadas de alumínio [L1]

A resistência e a ductilidade das soldaduras em ligas de alumínio são determinadas por um elevado número de parâmetros, nomeadamente o metal base e têmpera, liga de adição, processo e parâmetros de soldadura, TTPS's, tipo de junta, condições de aplicação das cargas e a presença de defeitos na soldadura.

C.2 Propriedades e características das ligas [L2] (capítulo 4)

A cada uma das ligas foi atribuído uma classificação de A (excelente) a E (mau).

Série 1000 (Al puro, mínimo 99%) - ITT

- Baixa resistência mecânica: σ_{ced} : 30 (1060-O) - 165 MPa (1350-H19)
- Excelente soldabilidade: A, B
- Excelente resistência à corrosão em geral e SCC: A
- Má maquinabilidade: D, E
- Excelente formabilidade a frio: A, B
- Aplicação típica: indústria química e condutores eléctricos

Série 2000 (AlCu) - STT

Elevada resistência mecânica: σ_{ced} : 70 (2014-O) - 455 MPa (2024-T861).

Maior resistência mecânica: 2024

- Fraca soldabilidade em geral: A (2219), B, C, D
- Má resistência à corrosão em geral: D (Cu). SCC: B, C, D
- Má formabilidade a frio: C, D
- Moderada maquinabilidade: B, C
- Aplicação típica: produção de painéis para a indústria aeronáutica e automóvel, componentes estruturais, etc.

Série 3000 (AlMn) - ITT

- Moderada resistência mecânica: σ_{ced} : 40 (3003-O) - 250 MPa (3004-H38)
- Excelente soldabilidade: A, B
- Excelente resistência à corrosão em geral e SCC: A
- Má maquinabilidade: D, E
- Boa formabilidade a frio: A, B, C
- Aplicação típica: aplicações de arquitetura, utilizadas onde se necessita de boa formabilidade e excelentes propriedades de resistência à corrosão com moderada resistência mecânica.

Série 4000 (AlSi) - ITT

- Resistência mecânica alta: σ_{ced} : 315 (4032-T6)
- Má soldabilidade: B, C, D
- Moderada resistência à corrosão em geral e SCC: B, C
- Moderada maquinabilidade: B, C
- Aplicação típica: utilizado como metal de adição

Série 5000 (AlMg) - ITT

- Elevada resistência mecânica: σ_{ced} : 40 (5005-O) - 405 MPa (5056-O). Boa tenacidade. Eficaz para ser utilizada a elevadas temperaturas de serviço
- Excelente soldabilidade: A, B. Soldabilidade por gás: C
- Excelente resistência à corrosão em geral e SCC: A, B
- Moderada maquinabilidade: C, D
- Boa formabilidade a frio: A, B, C (Mg)
- Aplicação típica: estruturas para ambientes marítimos, indústria automóvel, reservatórios de pressão, etc

Série 6000 (AlMgSi) - STT

- Resistência mecânica moderada: σ_{ced} : 50 (6061-O) - 360 MPa (6066-T6). Liga mais utilizada: 6061(excelente formabilidade e soldabilidade)
- Excelente soldabilidade: A, excepto 6066 (D, B)
- Boa resistência à corrosão: A, B, excepto 6066 (B, C), principalmente à corrosão intergranular
- Boa maquinabilidade: B, C

- Excelente formabilidade a frio: A, B. Facilmente extrudíveis
- Aplicação típica: painéis automóveis, componentes estruturais, perfis extrudidos, etc.

Série 7000 (AlZn) - STT

- Excelente resistência mecânica: σ_{ced} : 105 (7075-O) - 505 MPa (7050-T6). Maiores resistências de todas as ligas de alumínio (comparáveis às novas ligas AlLi)
- Fraca soldabilidade: A (7072), C, D. A ZAC envelhece naturalmente à temperatura ambiente
- Má resistência à corrosão em geral: C. SCC: B, C (Zn)
- Boa maquinabilidade: B, D
- Fraca formabilidade a frio: D
- Aplicação típica: componentes estruturais que necessitem de elevada resistência mecânica, vagões ferroviários, caminhões, etc.

Influência dos elementos de liga nas propriedades (em geral)

- Cu, Mg e Zn aumentam a resistência mecânica.
- Li diminui a densidade e aumenta o módulo de elasticidade.
- Cu diminui resistência à corrosão.
- Zn aumenta a susceptibilidade de SCC.
- Cu, diminui a soldabilidade (fissuração). A falta de Mg pode provocar o surgimento de fissurações a quente.
- Mg facilita o trabalho a frio, reduzindo a recuperação elástica do material.

C.3 Etapas da selecção da liga indicada (capítulo 4)

1. Rejeição das séries normalmente utilizadas para fins específicos

- 1000 - indústria química e condutores tensões mecânicas baixas
- 3000 - componentes com fins decorativos, arquitectura
- 4000 - utilizado como metal de adição e elemento de brasagem

2. Rejeição das séries com defeitos específicos

- 2000, 7000 - má soldabilidade (B, C, D)
- 2000, 7000 - má resistência à corrosão em geral (C, D)
- 2000, 7000 - má resistência à corrosão SCC (B, C, D)
- 7000 - má formabilidade a frio (D)

3. Das séries 5000 e 6000 foram excluídas as ligas que apresentam defeitos específicos

- 5005, 5061, 5262, 5351, 6066, - resistência à corrosão em geral (B, C)

- 5056, 5061, 5456, 6066- resistência à corrosão SCC (B, C)
- 5356 - não é soldável
- 6066 - soldabilidade (D, B)

4. Rejeição de ligas normalmente utilizadas para fins específicos

- 5056 - construção de rebites e arames
- 5254, 5652 - recipientes químicos
- 6005 - não pode ser utilizada em construções sujeitas a choques
- 6151 - forjamentos
- 6201 - condutores eléctricos
- 6463 - fins arquitectónicos e em componentes extrudidos

5. Rejeição das ligas com tensão de cedência inferior a 200 MPa

- 5005 - tensão de cedência máxima no grupo: 185 MPa
- 5050 - tensão de cedência máxima no grupo: 200 MPa
- 5457 - tensão de cedência máxima no grupo: 185 MPa
- 5657 - tensão de cedência máxima no grupo: 105 MPa
- 6101 - tensão de cedência máxima no grupo: 195 MPa

6. Foram seleccionadas as ligas normalmente usadas na construção de veículos (chassis, carroçaria, componentes, ...) ou em componentes estruturais

série 5000 : 5052, 5083, 5086, 5154, 5182, 5252, 5454
 série 6000 : 6009, 6010, 6061, 6063, 6070

C.4 Utilização de alumínio em veículos automóveis (capítulo 4)

Marca	Liga	Observações
Corvette (1975)	2036, 5182	Chapa fina
Audi 100 (1981)	6061	Chapa fina
Porsche 928	6016, 5182	Chapa fina
Volvo LCP 2000 (1983)	6000	Chapa fina
Audi 100 (1985)	6009	Chapa fina
Austin Rover Metro (1986)	5252, 5454	Chapa fina
Bertone X1/9 (1986)	5252, 5454	Chapa fina
GM Pontiac Fiero (1986)	5252, 5454	Chapa fina
Daimler-Benz Urban Car (1987)	6000	Mais outras ligas forjáveis
Ferrari 428 Research Vehicle	5251-H3, 5052	Célula Central
Rover 75/90 (1949-64)	5000	Capôt, mala, portas
Rover 2000 (1963-76)	2117	Capôt, mala
Range Rover Discovery	6000	Painéis exteriores

Rolce Royce	5000	Capô, portas, mala
Honda NSX (1990)	6000 (6009-T4)	Painéis exteriores
	5052-O	Painéis interiores
	5182-O	Estrutura
	6000 (6x01)	Longarinas laterais
Painéis de carroçaria em geral	várias	2036, 5182, 6009, 6010

Tabela C.2- Utilização de alumínio em veículos automóveis

C.5 Resumo dos casos analisados (capítulo 5)

Os 13 casos analisados no capítulo 5 foram os seguintes. Os constrangimentos encontram-se na tabela C.3.

Caso 5.1: veículo parado - carga: peso em andamento. Direcção das cargas: F_z .
Coeficiente dinâmico: $c_z = 1$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 5.2: veículo parado - carga conforme caso 5.1.

Caso 5.3: veículo parado + 2 passageiros em pé (FE) + 2 passageiros em pé (TD) - carga: peso em andamento. Peso dos 2 ocupantes em pé à frente (240 kg) distribuído por 2 nós: $F_z = -160 \text{ kg}$ (42), $F_z = -80 \text{ kg}$ (130). Peso dos 2 ocupantes em pé atrás (240 kg) distribuído por 4 nós: $F_z = -60 \text{ kg}$ (83, 111, 110, 53). Coeficiente dinâmico: $c_z = 1$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 5.4: veículo parado + 2 passageiros em pé (FE) + 2 passageiros em pé (TD) - carga conforme caso 5.3.

Caso 5.5: veículo parado + 2 passageiros em pé (FE) + 2 passageiros em pé (TE) - carga: peso em andamento. Peso dos 2 ocupantes em pé à frente (240 kg) distribuído por 2 nós: $F_z = -160 \text{ kg}$ (27), $F_z = -80 \text{ kg}$ (132). Peso dos 2 ocupantes em pé atrás (240 kg) distribuído por 4 nós: $F_z = -60 \text{ kg}$ (83, 111, 110, 53). Coeficiente dinâmico: $c_z = 1$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 5.6: veículo parado + 2 passageiros em pé (FE) + 2 passageiros em pé (TE) - carga conforme caso 5.5.

Caso 5.7: suporte do "para-brisas" - carga: peso em andamento. Aplicação de uma força suplementar de 150 kg distribuída por 4 nós (78, 7, 105, 013). Carga por nó: $F_z = F_y = -27 \text{ kg}$. Coeficiente dinâmico: $c_z = 1$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 5.8: torção simples traseira - carga: peso em andamento. Aplicação de uma força $F_z = 593 \text{ kg}$ no nó 12 (2 vezes a reacção nesse apoio → coeficiente dinâmico $c_z = 2$). Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 5.9: torção simples traseira - carga: peso em andamento. Aplicação de uma força $F_z = 736 \text{ kg}$ no nó 12 (2 vezes a reacção nesse apoio → coeficiente dinâmico $c_z = 2$). Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 5.10: torção simples dianteira - carga: peso em andamento. Aplicação de uma força $F_z = 260$ kg no nó 2 (2 vezes a reacção nesse apoio → coeficiente dinâmico $c_z = 2$). Aceleração: $g = -9,81$ m/s².

Caso 5.11: torção simples dianteira - carga: peso em andamento. Aplicação de uma força $F_z = 260$ kg no nó 2 (2 vezes a reacção nesse apoio → coeficiente dinâmico $c_z = 2$). Aceleração: $g = -9,81$ m/s².

Caso 5.12: travagem - carga: peso em andamento. Direcção das cargas: F_z e F_y . Coeficiente dinâmico: $c_z = c_y = 1$. Acelerações: $g = a_y = -9,81$ m/s².

Caso 5.13: travagem com torção simples dianteira - Carga: peso em andamento. Direcção das cargas: F_z e F_y . Coeficiente dinâmico: $c_y = 1$. Acelerações: $g = a_y = -9,81$ m/s². Aplicação de uma força suplementar $F_z = 260$ kg no nó 12 (2 vezes a reacção nesse apoio → coeficiente dinâmico $c_z = 2$).

Caso	FE	FD	TE	TD	Obs.
5.1	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	encastrado	encastrado	
5.2	encastrado	encastrado	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	
5.3	encastrado	encastrado	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	
5.4	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	encastrado	encastrado	
5.5	encastrado	encastrado	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	
5.6	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	encastrado	encastrado	
5.7	encastrado	encastrado	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	na estrutura
5.8	encastrado	encastrado	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	na estrutura
5.9	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	encastrado	encastrado	
5.10	encastrado	encastrado	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	
5.11	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	encastrado	encastrado	
5.12	encastrado	encastrado	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	
5.13	encastrado	encastrado	s.a. ($u_z = 0$)	s.a. ($u_z = 0$)	

s.a. - simplesmente apoiado

Tabela C.3 - Constrangimentos (estrutura com elementos viga/barra)

C.6 Cálculo da tensão de comparação de von Mises (capítulo 5)

Tensão equivalente de von Mises

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]} \quad (C.1)$$

Tensões principais

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_{máx}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{máx}}{2}\right)^2 + \tau_{eqv}^2} \quad ; \quad \sigma_2 = 0 \quad (C.2)$$

Tensões de corte

$$\sigma_{xy} = |\tau_{xy}| + |\tau_{yz}| \quad ; \quad \sigma_{xz} = |\tau_{xz}| + |\tau_{yz}| \quad (C.3)$$

Tensão equivalente de corte $\tau_{\text{eqv}}^2 = \sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2$ (C.4)

C.7 Resumo dos casos analisados (capítulo 6)

Os vários casos analisados foram os seguintes (5.1 a 5.13). Os constrangimentos apresentam-se na tabela C.4.

Caso 6.1: veículo parado - carga: peso em andamento. Direcção das cargas: F_z . Coeficiente dinâmico: $c_z = 1$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.2: veículo parado - carga conforme caso 6.1.

Caso 6.3: veículo parado + 2 passageiros em pé (FE) + 2 passageiros em pé (TE) + carga no suporte do “para-brisas” - carga: peso em andamento. Peso dos 2 ocupantes em pé à frente (225 kg) distribuído por 4 nós: $2 \times F_z = -148 \text{ kg}$, $2 \times F_z = -74 \text{ kg}$. Peso dos 2 ocupantes em pé atrás (225 kg) distribuído por 4 nós: $F_z = -56 \text{ kg}$. Aplicação de uma força suplementar de 200 kg distribuída por 4 nós. Carga por nó: $F_z = F_y = -35 \text{ kg}$. Coeficiente dinâmico: $c_z = 1,5$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.4: veículo parado + 2 passageiros em pé (FE) + 2 passageiros em pé (TD) + carga no suporte do “para-brisas” - carga conforme caso 6.3. No entanto, a localização dos passageiros em pé, atrás, é na direcção oposta da dos da frente.

Caso 6.5 e 6.6: elevação/rebaixamento do eixo dianteiro - carga: peso em andamento. Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.7 e 6.8: elevação/rebaixamento do eixo traseiro - carga: peso em andamento. Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.9 e 6.10: torção simples dianteira - carga: peso em andamento. Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.11 e 6.12: torção simples traseira - carga: peso em andamento. Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.13: torção dupla dianteira - carga: peso em andamento. Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.14: torção composta - carga: peso em andamento. Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.15 e 6.16: travagem com elevação/rebaixamento do eixo dianteiro - carga: peso em andamento. Direcção das cargas: F_z e F_x (F_x na direcção das forças de inércia). Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: a_x (longitudinal) = $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.17: travagem com torção dupla dianteira - carga conforme casos 6.15 e 6.16.

Caso 6.18 e 6.19: travagem com elevação/rebaixamento do eixo dianteiro. Colisão frontal com o eixo dianteiro - carga conforme casos 15 e 16. Aplicação de uma força suplementar longitudinal (colisão) nos apoios dianteiros: $F_x = 497 \text{ kg}$ (conforme expressão 6.1).

Caso 6.20 e 6.21: aceleração com elevação/rebaixamento do eixo dianteiro - carga: peso em andamento. Direcção das cargas: F_z e F_x (F_x na direcção das forças de inércia). Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: a_x (longitudinal) = $9,81 \text{ m/s}^2$, $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.22: aceleração com torção dupla dianteira - carga conforme casos 6.21 e 6.22.

Caso 6.23 e 6.24: aceleração com elevação/rebaixamento do eixo dianteiro. Colisão frontal com o eixo dianteiro - carga conforme casos 6.15 e 6.16. Aplicação de uma força suplementar longitudinal (colisão) nos apoios dianteiros: $F_x = 582 \text{ kg}$ (conforme expressão 6.1).

Caso 6.25 e 6.26: aceleração lateral. Elevação/rebaixamento das rodas exteriores - carga: peso em andamento. Direcção das cargas: F_z e F_y (F_y na direcção da aceleração a_y . O valor de F_x é apenas 70% do valor das cargas verticais). Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$. Aceleração: a_y (lateral) = $-6,87 \text{ m/s}^2$ (70 % de g), $g = -9,81 \text{ m/s}^2$.

Caso 6.27 e 6.28: aceleração lateral. Elevação/rebaixamento em oposição das rodas exteriores - carga conforme casos 25 e 26. Coeficiente dinâmico: $c_z = 2,5$.

Caso	FE	FD	TE	TD
6.1	simples/ apoiado $u_z = 0$		semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.2	semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$		simples/ apoiado $u_z = 0$	
6.3, 6.4	simples/ apoiado $u_z = 0$		semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.5, 6.6	simples/ apoiado $u_z = \pm 15,2$		semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.7, 6.8	semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$		simples/ apoiado $u_z = \pm 15,2$	
6.9, 6.10	s.a. $u_z = \pm 15,2$	s.a. $u_z = 0$	semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.11, 6.12	semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$		s.a. $u_z = \pm 15,2$	s.a. $u_z = 0$
6.13	s.a. $u_z = -0,1$	s.a. $u_z = +0,1$	semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.14	s.a. $u_z = +0,1$	s.a. $u_z = 0$	semi-enc.	s.a. $u_z = +0,1$
6.15, 6.16	s.a. $u_z = \pm 0,1$, $u_x = 0$		semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.17	s.a. $u_z = +0,1$	s.a. $u_z = -0,1$	semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.18, 6.19	simples/ apoiado $u_z = \pm 0,1$		semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.20, 6.21	s.a. $u_z = \pm 0,1$, $u_x = 0$		semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.22	s.a. $u_z = +0,1$	s.a. $u_z = -0,1$	semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.23, 6.24	simples/ apoiado $u_z = \pm 0,1$		semi-enc. $u_x = u_y = u_z = 0$	
6.25, 6.26	$u_z = \pm 0,1$, $u_y = 0$	semi-enc.	$u_z = \pm 0,1$, $u_y = 0$	semi-enc.
6.27, 6.28	$u_z = \pm 0,1$, $u_y = 0$	semi-enc.	$u_z = -0,1$, $u_y = 0$	semi-enc.

Tabela C.4- Constrangimentos (estrutura com elementos de placa)

C.8 Reforços internos das juntas (capítulo 7)

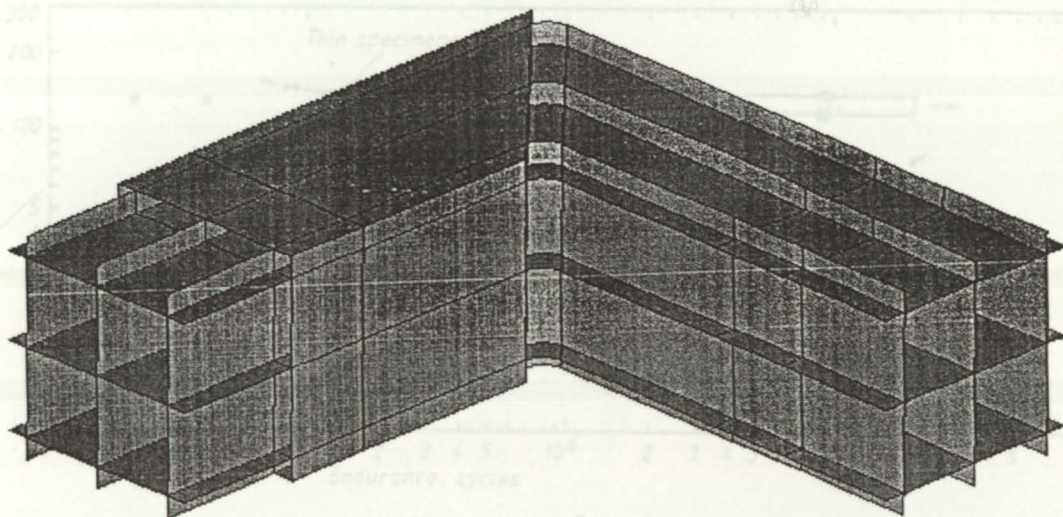


Figura C.2 - Curva S-N para uma junta topo a topo (liga 5083) (P3)

Figura C.1 - “Rede” de áreas no modelo discretizado de uma junta L reforçada

C.11 Cálculos de fadiga (capítulo 7)

C.9 Diferentes tipos de reforços (capítulo 7)

Reforço	Carga A			Carga B		
	$\sigma_{\text{máx}}$ [MPa]	σ_{nom} [MPa]	Rigidez [mm]	$\sigma_{\text{máx}}$ [MPa]	σ_{nom} [MPa]	Rigidez [mm]
a	103-185	41	1,6	180-540	120	6,1
b	60-181	40	1,4	151-227	75	1,5
c	69-208	46	1,6	359-538	120	5,8
d	63-191	42	1,4	152-273	61	1,5
e	522-784	174	4,5	308-553	123	3,8
f	121-232	100	1,9	144-180	72	2,8
g	525-675	150	3,9	351-451	100	3,5
h	156-275	104	2,0	178-276	89	3,4
i	83-249	55	1,6	-	-	-
j	58-174	38	1,4	-	-	-
k	56-169	37	1,4	-	-	-
l	80-92	46	1,4	-	-	-
m	46-69	34	1,2	-	-	-
n	61-138	35	1,0	62-1112	25	0,7
o	70-159	35	1,1	67-122	27	0,7
p	96-124	28	0,9	91-137	15	0,8
q	87-112	25	0,9	112-168	37	0,9

Tabela C.5 - Resistência e rigidez da junta L com diversos reforços

C.10 Fadiga - curva S-N (capítulo 7)

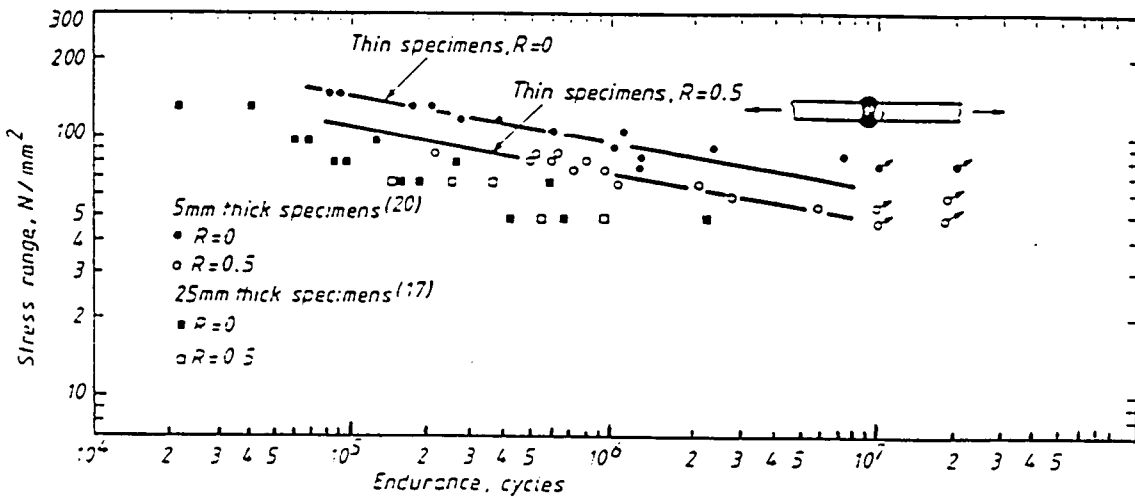


Figura C.2 - Curva S-N para uma junta topo a topo (liga 5083) [P3]

C.11 Cálculos de fadiga (capítulo 7)

Junta soldada - cálculo da tensão de comparação:

Zona A e G: $\sigma_1 = 235 - 428$ MPa, zona B: $\sigma_1 = 106$ MPa.

⇒ tensão de comparação: $\sigma_{comp} = ((\sigma_{1A1} + \sigma_{1A2}) / 2 + \sigma_{1B}) / 2 = 219$ MPa. Assim obtém-se uma vida inferior a 10^4 ciclos (gráfico C.2).

Cálculo do valor corrigido da tensão limite de fadiga σ_{fad}^c :

Os factores de correcção [L13] são:

- tipo de carga: $C_1 = 0,85$ - tensões axiais e de flexão
- efeito de tamanho: $C_2 = 1,00$
- acabamento superficial: $C_3 = 0,90$ - superfície rectificada
- outras correcções: $C_4 = 0,90$

Assim vem: $\sigma_{fad}^c = C_1 \times C_2 \times C_3 \times C_4 \times \sigma_{fad} = 86$ MPa.

Junta reforçada - cálculo da tensão máxima e nominal (EF):

Zona A e G: $\sigma_1 = 98 - 148$ MPa, zona B: $\sigma_1 = 32$ MPa.

⇒ tensão máxima: $\sigma_{m\acute{a}x} = ((\sigma_{1A1} + \sigma_{1A2}) / 2 + \sigma_{1B}) / 2 = 77,5$ MPa.

⇒ tensão nominal: $\sigma_{nom} = \sigma_{1B} = 32$ MPa.

Junta reforçada - cálculo analítico da tensão máxima e nominal:

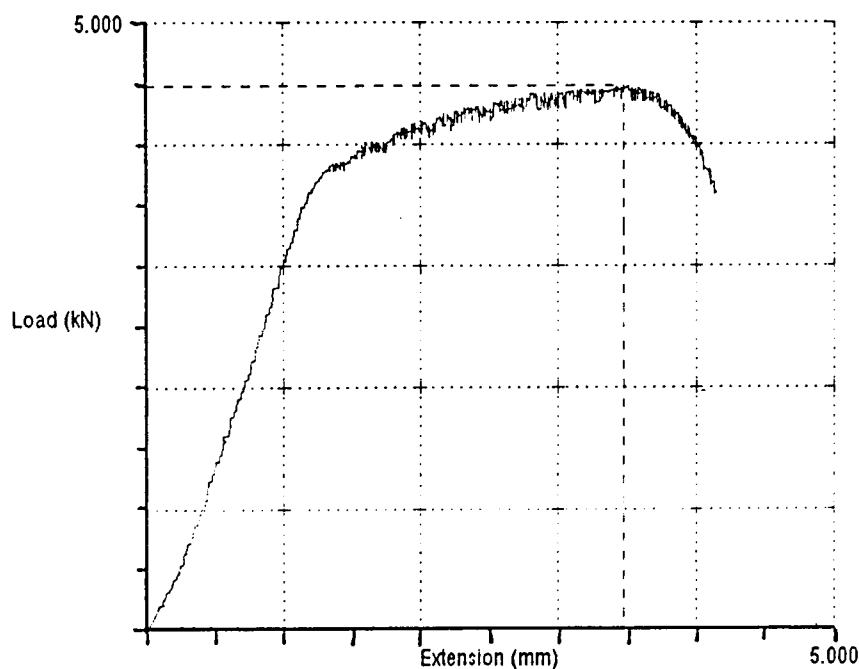
Considerou-se que na zona crítica da junta, apenas o reforço contribui para a resistência da junta. Assim, tem-se:

$$\sigma_{nom} = \sigma_{fl} + \sigma_{tr} = M \times c / I + F / A = 33,2 + 2,3 = 35,5 \text{ MPa.}$$

onde M = momento aplicado = $F \times l = 1962 \times 0,175 = 343,5 \text{ Nm}$,
 c = distância da linha média do perfil à extremidade = $0,025 \text{ m}$,
 I = momento de inércia resistente do reforço = $2,59 \times 10^{-7} \text{ m}^4$,
 F = força aplicada (cáreg. A) = 1962 N ,
 A = secção do reforço = $8,67 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

Para a obtenção do factor de concentração de tensões utilizaram-se as figuras e expressões retiradas de [L13], obtendo-se $k_t = 1,8$.

C.12 Propriedades da liga 5052-H34 (capítulo 8)



F_{max} (kN)	ΔL_{max} (mm)	F_B (kN)	ΔL_B (mm)
4.480	3.464	0.000	0.000

Figura C.3 - Curva característica da liga 5052-H34 obtida num ensaio de tracção uniaxial

C.13 Análise de rigidez (capítulo 8)

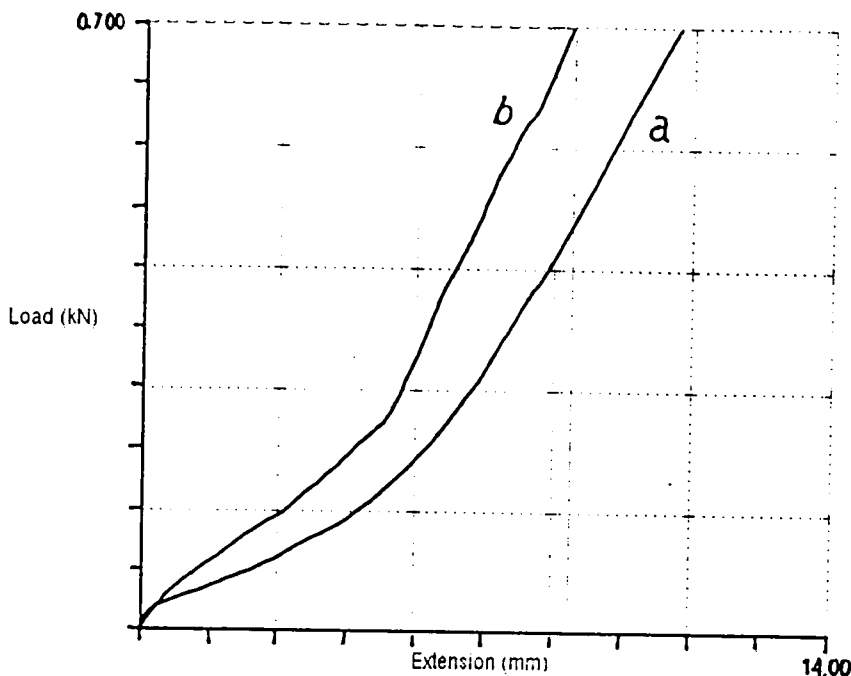


Figura C.4 - Diagramas força/deslocamento obtidas nos ensaios das juntas

A figura C.4 representa duas curvas obtidas nos ensaios na máquina de ensaios para a carga do tipo A ($F = 700$ N). A curva a refere-se ao ensaio da junta soldada, a curva b refere-se à junta reforçada. Constata-se o seguinte:

- após a aplicação de 200 a 300 N de força, o deslocamento da célula de carga é linear, mostrando que foram vencidas as folgas na estrutura;
- para 700 N, a célula de carga mediu um deslocamento vertical de 8,75 mm na junta reforçada e 10,74 mm na junta soldada. Sendo as geometria das juntas idênticas, conclui-se um aumento de cerca de 1,3 vezes da rigidez da junta reforçada. Este valor não pode, no entanto, ser comparado aos resultados teóricos, uma vez que medem deslocamentos diferentes. Deve só ser considerado como ilustrativo.

C.14 Comparação entre os resultados do capítulo 7 e 8 (capítulo 8)

Na tabela 7.7 apresentam-se as diferenças dos resultados teóricos entre uma junta soldada e reforçada. A realização dos ensaios serviu para se ver até que ponto a teoria e realidade são coincidentes. Para os ensaios efectuados na balança estática com a carga A (ensaio considerado mais correcto) conclui-se que as diferenças dos valores de σ_{eqv} na zona da união (zona mais crítica) se situam entre -18 e +1 % na junta soldada e entre -10 e -4 % na reforçada. Estas diferenças foram consideradas na elaboração da tabela

C.6 que representa a tabela 7.7 corrigida e representa o ganho real que se obtém com as juntas reforçadas. Constata-se que o erro entre os valores das reduções indicados no capítulo 7 e os valores calculados abaixo se situa-se entre -9 e +5 %.

Zona	A	B	C	D	H
J. Sold. (Capítulo 7)	160-360	120	80	80	120
- 18 %	131-295	98	66	66	98
+ 1 %	162-364	121	81	81	121
J. Ref. (Capítulo 7)	61-138	31	31	15	31
- 10 %	55-124	28	28	14	28
- 4 %	59-132	30	30	14	30
Red. (Capítulo 7)	2,6	3,9	2,6	5,3	3,9
Redução	2,4	3,5	2,4	4,9	3,5
Redução	2,8	4,1	2,7	5,6	4,1

Tabela C.6 - Ganho real da junta reforçada em relação à junta soldada

Compara-se, na figura 8.5, a evolução da tensão equivalente σ_{eqv} (junta soldada, extensómetro 5 e junta reforçada, extensómetro 6 - carga A), verificando-se a contributo real e teórico da introdução do reforço na junta. Apesar das localizações dos extensómetros não serem as mesmas¹ (extensómetros 5 e 6), constata-se a vantagem da introdução do reforço na junta. Lê-se, além disso, a pequena diferença obtida entre os resultados teóricos e práticos para este caso concreto.

C.15 Espessuras dos perfis (capítulos 7 e 8)

No capítulo 5 calculou-se a espessura dos perfis a utilizar na estrutura do WIESCAT 4 que foi de 3 mm. Essa espessura foi considerada (capítulo 2) a espessura máxima para perfis de parede fina de alumínio, se se pretendesse obter melhores resultados do que com perfis em aço. No entanto, não se conseguiu arranjar chapa de alumínio de 3 mm, tendo-se optado pela aquisição de uma de 1,63 mm (cerca de metade da espessura). Todos os cálculos e ensaios efectuados nos capítulos 7 e 8 basearam-se na utilização desta chapa. Concluiu-se que os perfis reforçados com espessuras de 1,63 mm apresentavam melhores resultados (entre 200 e 400 %) do que os perfis soldado. Chega-se à mesma conclusão se se utilizarem perfis com 3 mm de espessura e se os reforços forem construídos da mesma forma. A razão prende-se pelo facto de se tratarem de perfis de parede fina, e aumentar a espessura para o dobro corresponde a aumentar os momentos de inércia igualmente para o dobro, i.e., as relações entre áreas e momentos de inércia mantêm-se as mesmas (Apêndice A (A.4)). Por este motivo, é de esperar que se se utilizar reforços deste tipo (construídos a partir de chapa de 3 mm) nas juntas

¹ Por se encontrar mais afastado do canto interior da junta, as concentrações de tensões são no local do extensómetro 6 da junta reforçada são menores. Prevê-se, que se se utilizarem valores de tensões correspondentes a localizações iguais, que as curvas se encontrem mais próximas

críticas do WIESCAT 4, o ganho de eficiência mecânica da junta seja idêntico ao obtido nas simulações e ensaios.

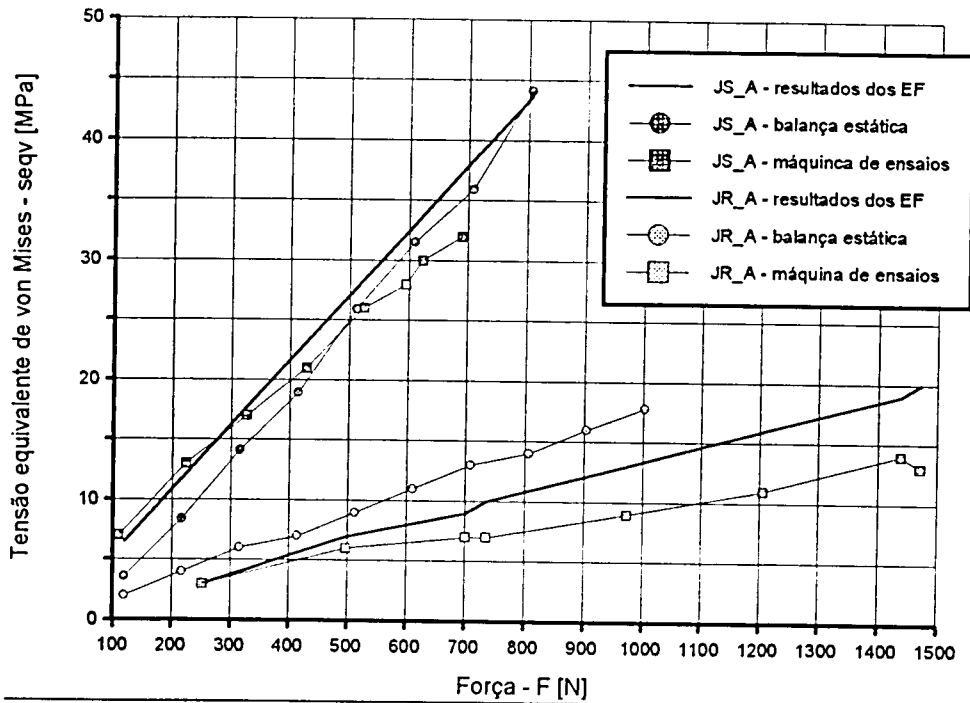


Figura C.5 - Comparação dos resultados teóricos e práticos

C.16 Resultados dos ensaios (capítulo 8)

As tabelas que se seguem representam os valores das tensões das juntas referentes aos ensaios práticos:

JS_A Força [N]	Extensómetro 1				Extensómetro 2				Extensómetro 3			
	EF σ_x	Ens. [σ_1]	Δ [%]	EF σ_1	EF σ_x	Ens. [σ_1]	Δ [%]	EF σ_1	EF σ_x	Ens. [σ_1]	Δ [%]	EF σ_1
110	3.0	4.1	33	3.1	3.4	6.8	96	3.4	3.2	7.0	118	3.2
223	6.2	6.7	9	6.2	7.0	10.1	45	7.0	6.6	10.0	53	6.5
326	9.0	9.0	0	9.1	10.2	12.4	22	10.2	9.6	12.1	26	9.5
428	11.8	11.2	-6	11.9	13.4	15.0	12	13.4	12.6	14.3	14	12.5
525	14.5	13.3	-8	14.6	16.4	17.9	9	16.4	15.4	17.1	11	15.4
600	16.6	14.7	-11	16.7	18.8	19.7	5	18.8	17.7	18.8	6	17.6
623	17.2	14.7	-15	17.3	19.5	20.2	4	19.5	18.3	19.1	4	18.2
690	19.1	16.2	-15	19.2	21.6	21.4	-1	21.6	20.3	20.3	-0	20.2

JS_A Força [N]	Extensómetro 5											
	EF σ_1	Ens. [σ_1]	Δ [%]	EF σ_2	Ens. [σ_2]	Δ [%]	EF σ_{eqv}	Ens. [σ_{eqv}]	Δ [%]	EF γ	Ens. [γ]	Δ [%]
109	6.6	8.4	27	4.7	4.3	-8	5.9	7.3	23	29	25	-12
223	13.5	14.4	6	9.5	9.7	2	12.1	12.7	5	29	32	12
326	19.8	19.2	-3	13.9	13.9	0	17.7	17.2	-3	29	38	31
428	26.0	24.1	-7	18.3	17.0	-7	23.2	21.4	-8	29	40	38
525	31.9	29.1	-9	22.4	20.0	-11	28.5	25.8	-9	29	39	36
595	36.1	32.0	-12	25.4	20.8	-18	32.3	28.1	-13	29	38	30
623	37.8	34.1	-10	26.6	22.6	-15	33.8	30.0	-11	29	39	34
690	41.9	36.2	-14	29.5	23.3	-21	37.4	31.8	-15	29	39	33

JS_A Força [N]	Extensómetro 1				Extensómetro 2				Extensómetro 3			
	EF σ_x	Bal. [σ_1]	Δ [%]	EF σ_1	EF σ_x	Bal. [σ_1]	Δ [%]	EF σ_1	EF σ_x	Bal. [σ_1]	Δ [%]	EF σ_1
119	3.3	4.4	34	3.3	3.7	0.9	1	3.8	3.5	-0.1	-102	3.6
217	6.0	7.6	26	6.0	6.8	4.5	-34	6.9	6.4	3.2	-51	6.5
315	8.8	10.7	23	8.8	9.9	7.8	-21	10.0	9.3	6.0	-36	9.4
414	11.5	13.9	21	11.5	13.0	11.5	-12	13.1	12.2	9.2	-25	12.3
512	14.2	17.0	20	14.2	16.0	14.6	-9	16.2	15.1	12.1	-20	15.3
610	16.9	20.2	19	16.9	19.1	18.2	-5	19.3	18.0	15.3	-15	18.2
708	19.6	23.2	18	19.6	22.2	21.7	-2	22.5	20.9	18.6	-11	21.1
806	22.4	26.1	17	22.4	25.3	25.6	1	25.6	23.8	22.1	-7	24.0

JS_A Força [N]	Extensómetro 5											
	EF σ_1	Bal. [σ_1]	Δ [%]	EF σ_2	Bal. [σ_2]	Δ [%]	EF σ_{eqv}	Bal. [σ_{eqv}]	Δ [%]	EF γ	Bal. [γ]	Δ [%]
119	7.2	4.0	-45	5.1	3.0	-41	6.5	3.6	-45	29	32	9
217	13.2	9.4	-29	9.3	6.8	-27	11.8	8.4	-29	29	44	51
315	19.2	15.9	-17	13.5	10.7	-21	17.1	14.1	-18	29	41	43
414	25.1	21.3	-15	17.7	14.5	-18	22.4	18.9	-16	29	36	24
512	31.1	29.6	-5	21.9	18.7	-15	27.7	25.9	-7	29	36	23
610	37.1	35.9	-3	26.1	22.9	-12	33.0	31.5	-5	29	35	22
708	43.0	40.8	-5	30.3	26.8	-12	38.4	35.9	-6	29	36	26
806	49.0	50.2	3	34.5	32.3	-6	43.7	44.1	1	29	41	40

Tabela C.7 - Junta soldada, carga A (JS_A)

JR_A Força [N]	Extensômetro 1				Extensômetro 2				Extensômetro 3			
	EF σ_x	Ens. [%]	Δ	EF σ_1	EF σ_x	Ens. [%]	Δ	EF σ_1	EF σ_x	Ens. [%]	Δ	EF σ_1
252	4.0	0.7	-82	3.9	3.8	9.4	146	4.6	2.6	9.2	258	2.6
497	7.8	2.5	-68	7.7	7.5	15.4	105	9.0	5.1	15.5	206	5.2
700	11.0	5.1	-54	10.8	10.6	19.5	85	12.7	7.1	19.8	178	7.3
734	11.6	3.8	-67	11.4	11.1	18.4	66	13.3	7.5	18.8	151	7.7
972	15.3	5.6	-64	15.1	14.7	21.9	49	17.6	9.9	23.4	137	10.2
1205	19.0	7.3	-62	18.7	18.2	25.4	40	21.8	12.3	28.3	131	12.6
1438	22.7	8.8	-61	22.3	21.7	28.9	33	26.0	14.7	34.2	133	15.1
1471	23.2	9.4	-60	22.8	22.2	29.5	33	26.6	15.0	34.9	133	15.4

JR_A Força [N]	Extensômetro 5											
	EF σ_1	Ens. [%]	Δ	EF σ_2	Ens. [%]	Δ	EF σ_{eqv}	Ens. [%]	Δ	EF γ	Ens. [%]	Δ
252	4.3	8.2	90	3.2	4.7	47	5.4	7.2	32	25	-6	-124
497	8.5	12.9	51	6.3	6.9	10	10.7	11.2	5	25	-7	-129
700	12.0	16.4	36	8.9	9.2	3	15.1	14.2	-6	25	-8	-131
734	12.6	15.0	19	9.3	7.7	-18	15.8	13.0	-18	25	-8	-132
972	16.7	17.9	7	12.3	8.6	-30	20.9	15.5	-26	25	-8	-130
1205	20.7	20.7	0	15.2	9.2	-39	26.0	17.9	-31	25	-7	-128
1438	24.7	23.6	-5	18.2	9.5	-48	31.0	20.6	-34	25	-7	-127
1471	25.3	24.3	-4	18.6	10.5	-44	31.7	21.1	-33	25	-7	-127

JR_A Força [N]	Extensômetro 7											
	EF σ_1	Ens. [%]	Δ	EF σ_2	Ens. [%]	Δ	EF σ_{eqv}	Ens. [%]	Δ	EF γ	Ens. [%]	Δ
252	1.8	0.1	-94	-2.1	-2.6	23	3.4	2.7	-22	36	30	-15
497	3.6	1.4	-62	-4.2	-5.1	24	6.7	6.0	-11	36	29	-17
700	5.0	2.7	-45	-5.9	-4.7	-19	9.4	6.6	-30	36	31	-14
734	5.3	1.7	-68	-6.1	-6.4	5	9.9	7.4	-25	36	29	-18
972	7.0	2.6	-63	-8.1	-7.3	-11	13.1	8.8	-32	36	30	-17
1205	8.7	3.4	-60	-10.1	-8.8	-13	16.2	10.9	-33	36	30	-15
1438	10.4	4.2	-59	-12.0	-11.6	-3	19.4	14.2	-27	36	31	-13
1471	10.6	5.0	-53	-12.3	-9.9	-20	19.8	13.1	-34	36	32	-10

Tabela C.8 - Junta reforçada, carga A (JR_A)

JR_A Força [N]	Extensômetro 1				Extensômetro 2				Extensômetro 3				Extensômetro 4			
	EF	Bal.	Δ	EF	EF	Bal.	Δ	EF	EF	Bal.	Δ	EF	EF	Bal.	Δ	EF
	σx		[%]	σ1	σx		[%]	σ1	σx		[%]	σ1	σx		[%]	σ1
119	1.9	1.7	-10	1.9	1.8	5.8	225	2.2	1.2	6.5	428	1.3	1.0	2.5	151	1.0
217	3.4	3.0	-13	3.4	3.3	9.2	180	4.0	2.2	10.1	350	2.3	1.8	5.0	176	1.9
315	5.0	4.4	-12	5.0	4.8	12.5	163	5.8	3.2	14.7	353	3.3	2.6	7.4	185	2.7
414	6.6	5.9	-11	6.6	6.2	15.2	144	7.6	4.3	18.5	335	4.4	3.4	10.1	194	3.5
512	8.1	7.2	-12	8.1	7.7	17.7	130	9.4	5.3	22.3	324	5.4	4.2	12.9	204	4.4
610	9.7	8.6	-11	9.7	9.2	20.4	122	11.2	6.3	26.6	325	6.4	5.1	15.5	208	5.2
708	11.2	9.9	-12	11.2	10.7	23.1	116	13.0	7.3	30.9	324	7.5	5.9	18.2	211	6.1
806	12.8	11.2	-13	12.8	12.1	25.9	113	14.8	8.3	35.7	331	8.5	6.7	20.7	210	6.9
904	14.3	12.5	-13	14.3	13.6	28.7	111	16.6	9.3	40.3	334	9.6	7.5	23.2	210	7.8
1002	15.9	13.9	-12	15.9	15.1	31.3	107	18.4	10.3	45.2	339	10.6	8.3	25.5	208	8.6

JR_A Força [N]	Extensômetro 5											
	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ
	σ1		[%]	σ2		[%]	σeqv		[%]	γ		[%]
119	2.1	2.1	-1	1.5	-0.7	-147	2.6	2.5	-3	25.2	27.0	7
217	3.8	4.8	26	2.8	0.9	-67	4.7	4.4	-6	25.2	21.7	-14
315	5.5	7.9	44	4.0	2.6	-36	6.8	7.0	3	25.2	17.9	-29
414	7.2	10.4	44	5.2	3.8	-28	8.9	9.1	3	25.2	16.3	-35
512	8.9	13.0	46	6.5	4.6	-29	11.0	11.4	4	25.2	15.8	-37
610	10.6	15.9	50	7.7	5.7	-27	13.1	14.0	6	25.2	15.3	-39
708	12.4	18.8	52	9.0	6.2	-31	15.3	16.6	9	25.2	15.1	-40
806	14.1	21.8	55	10.2	6.8	-33	17.4	19.4	11	25.2	15.0	-41
904	15.8	24.9	58	11.5	7.5	-35	19.5	22.1	14	25.2	15.0	-40
1002	17.5	27.6	58	12.7	8.1	-36	21.6	24.6	14	25.2	16.3	-35

JR_A Força [N]	Extensômetro 6											
	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ
	σ1		[%]	σ2		[%]	σeqv		[%]	γ		[%]
119	2.1	3.2	54	0.8	1.7	116	2.1	2.8	31	43.9	35.4	-19
217	3.8	4.5	19	1.4	1.7	19	3.9	3.9	1	43.9	54.0	23
315	5.5	6.0	9	2.0	1.4	-31	5.6	5.4	-4	43.9	60.0	37
414	7.2	7.5	5	2.7	1.2	-56	7.3	7.0	-5	43.9	62.9	43
512	8.9	9.1	3	3.3	1.0	-69	9.1	8.6	-5	43.9	64.5	47
610	10.6	10.5	-1	4.0	0.8	-81	10.8	10.2	-6	43.9	65.3	49
708	12.3	11.9	-3	4.6	0.5	-89	12.6	11.7	-7	43.9	65.7	50
806	14.0	13.2	-6	5.2	0.2	-96	14.3	13.1	-9	43.9	66.4	51
904	15.7	14.5	-8	5.9	-0.1	-102	16.1	14.5	-10	43.9	66.7	52
1002	17.4	15.8	-9	6.5	-0.5	-107	17.8	16.1	-10	43.9	67.1	53

JR_A Força [N]	Extensômetro 7											
	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ
	σ1		[%]	σ2		[%]	σeqv		[%]	γ		[%]
119	0.9	1.7	93	-1.0	-2.3	126	1.6	3.4	112	35.6	47.6	34
217	1.6	2.3	48	-1.8	-4.0	118	2.9	5.5	88	35.6	47.2	33
315	2.3	3.0	34	-2.6	-5.9	124	4.2	7.9	86	35.6	46.9	32
414	3.0	3.6	23	-3.5	-7.7	123	5.6	10.1	81	35.6	46.5	31
512	3.7	4.4	19	-4.3	-10.0	134	6.9	12.8	86	35.6	45.6	28
610	4.4	4.9	12	-5.1	-12.3	141	8.2	15.4	87	35.6	44.9	26
708	5.1	5.6	10	-5.9	-15.2	156	9.5	18.6	95	35.6	44.1	24
806	5.8	6.1	6	-6.8	-18.0	166	10.9	21.7	100	35.6	43.4	22
904	6.5	6.8	5	-7.6	-20.8	175	12.2	25.0	105	35.6	42.8	20
1002	7.2	7.8	8	-8.4	-23.4	179	13.5	28.1	108	35.6	42.2	19

Tabela C.8 (cont.) - Junta reforçada, carga A (JR_A)

JS_B Força [N]	Extensômetro 1				Extensômetro 2				Extensômetro 3			
	EF	Ens.	Δ	EF	EF	Ens.	Δ	EF	EF	Ens.	Δ	EF
	σ_x		[%]	σ_1	σ_x		[%]	σ_1	σ_x		[%]	σ_1
144	0.5	-0.9	-282	1.0	-4.1	-4.1	0	0.1	-5.0	-4.3	-15	0.1
282	0.9	0.1	-93	2.0	-8.0	-6.9	-14	0.3	-9.8	-7.2	-27	0.3
419	1.4	0.9	-34	2.9	-11.9	-10.6	-11	0.4	-14.6	-11.1	-24	0.4
553	1.8	1.5	-18	3.9	-15.7	-13.6	-14	0.6	-19.2	-14.0	-27	0.5
600	2.0	1.9	-6	4.2	-17.0	-14.7	-13	0.6	-20.9	-14.0	-33	0.6
693	2.3	2.2	-4	4.9	-19.7	-15.8	-19	0.7	-24.1	-16.3	-32	0.6
871	2.9	2.6	-10	6.1	-24.7	-18.9	-23	0.9	-30.3	-19.5	-36	0.8

JS_B Força [N]	Extensômetro 5											
	EF	Ens.	Δ	EF	Ens.	Δ	EF	Ens.	Δ	EF	Ens.	Δ
	σ_1		[%]	σ_2		[%]	σ_{eqv}		[%]	γ		[%]
144	-4.6	-11.0	138	-15.3	-12.1	-21	13.3	11.6	-13	20	37	85
282	-9.0	-20.9	133	-30.0	-23.1	-23	26.0	22.1	-15	20	25	25
419	-13.4	-35.0	162	-44.5	-37.5	-16	38.6	36.3	-6	20	22	10
553	-17.7	-44.0	149	-58.8	-48.5	-17	50.9	46.4	-9	20	21	4
600	-19.2	-44.0	130	-63.8	-52.9	-17	55.2	49.0	-11	20	35	76
683	-21.8	-52.4	140	-72.6	-58.0	-20	62.9	55.4	-12	20	19	-5
871	-27.8	-71.8	158	-92.6	-90.6	-2	80.2	82.8	3	20	24	22

JS_B Força [N]	Extensômetro 1				Extensômetro 2				Extensômetro 3			
	EF	Bal.	Δ	EF	EF	Bal.	Δ	EF	EF	Bal.	Δ	EF
	σ_x		[%]	σ_1	σ_x		[%]	σ_1	σ_x		[%]	σ_1
139	0.5	-0.2	-147	1.0	-3.9	-10.0	-10	0.1	-4.8	-10.2	112	0.1
237	0.8	-0.2	-130	1.6	-6.7	-18.0	168	0.2	-8.2	-18.5	125	0.2
335	1.1	0.1	-92	2.3	-9.5	-24.2	155	0.3	-11.6	-25.0	115	0.3
433	1.4	0.2	-86	3.0	-12.3	-30.5	148	0.4	-15.0	-32.0	113	0.4

JS_B Força [N]	Extensômetro 5											
	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ
	σ_2		[%]	σ_3		[%]	σ_{eqv}		[%]	γ		[%]
139	-4.4	-16.9	281	-14.8	-27.0	83	12.8	23.6	85	20	32	60
237	-7.6	-23.9	216	-25.2	-43.4	72	21.8	37.6	72	20	36	78
335	-10.7	-37.0	246	-35.6	-64.2	80	30.9	55.8	81	20	41	105
433	-13.8	-48.9	254	-46.1	-102.5	122	39.9	88.8	123	20	-31	-255

Tabela C.9 - Junta soldada, carga B (JS_B)

JR_B Força [N]	Extensômetro 1				Extensômetro 2				Extensômetro 3				Extensômetro 4			
	EF	Bal.	Δ	EF	EF	Bal.	Δ	EF	EF	Bal.	Δ	EF	EF	Bal.	Δ	EF
	σx		[%]	σ1	σx		[%]	σ1	σx		[%]	σ1	σx		[%]	σ1
139	0.2	-0.2	-193	0.2	-0.4	-6.1	1504	1.1	-0.4	-8.1	1766	1.6	0.2	8.0	3815	0.2
237	0.4	-0.1	-136	0.4	-0.6	-10.1	1459	1.9	-0.7	-13.3	1689	2.7	0.3	13.5	3775	0.4
335	0.5	-0.1	-126	0.6	-0.9	-13.9	1419	2.8	-1.0	-18.0	1619	3.8	0.5	18.7	3703	0.5
433	0.7	0.1	-90	0.7	-1.2	-18.4	1453	3.6	-1.4	-23.2	1610	4.9	0.6	24.3	3727	0.7
531	0.8	0.2	-77	0.9	-1.5	-22.4	1440	4.4	-1.7	-29.5	1673	6.0	0.8	31.8	3977	0.8
629	1.0	0.4	-61	1.0	-1.7	-27.0	1465	5.2	-2.0	-35.7	1710	7.1	0.9	38.9	4106	1.0
727	1.1	0.4	-61	1.2	-2.0	-31.0	1454	6.0	-2.3	-43.2	1798	8.3	1.1	47.6	4359	1.1
826	1.3	0.7	-46	1.4	-2.3	-35.3	1458	6.8	-2.6	-49.8	1827	9.4	1.2	55.9	4513	1.3

JR_B Força [N]	Extensômetro 6											
	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ
	σ1		[%]	σ2		[%]	σeqv		[%]	γ		[%]
139	1.9	13.3	587	0.2	4.7	2346	1.8	11.6	535	108	102	-5
237	3.3	21.4	551	0.3	7.1	2086	3.1	18.9	504	108	103	-4
335	4.7	29.8	540	0.5	9.6	1981	4.4	26.3	495	108	103	-4
433	6.0	38.6	540	0.6	12.1	1944	5.7	34.1	497	108	103	-4
531	7.4	48.7	560	0.7	15.2	1983	7.0	43.2	515	108	104	-4
629	8.7	59.4	579	0.9	18.2	2014	8.3	52.7	533	108	104	-3
727	10.1	71.9	611	1.0	22.4	2151	9.6	63.7	563	108	104	-3
826	11.5	85.4	644	1.1	27.3	2312	10.9	75.6	593	108	104	-3

JR_B Força [N]	Extensômetro 7											
	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ	EF	Bal.	Δ
	σ1		[%]	σ2		[%]	σeqv		[%]	γ		[%]
139	0.7	1.5	115	-0.7	-2.9	304	1.2	3.9	220	127	66	-48
237	1.2	2.0	68	-1.2	-5.2	320	2.1	6.4	210	127	68	-47
335	1.7	2.7	61	-1.7	-7.3	319	2.9	8.9	207	127	69	-46
433	2.2	3.2	50	-2.2	-9.7	330	3.8	11.6	208	127	70	-45
531	2.7	4.3	62	-2.8	-12.1	338	4.6	14.7	218	127	71	-44
629	3.1	5.3	67	-3.3	-14.8	355	5.5	18.1	229	127	72	-43
727	3.6	6.6	81	-3.8	-18.1	378	6.3	22.1	249	127	72	-43
826	4.1	7.7	87	-4.3	-21.7	407	7.2	26.4	268	127	72	-43

Tabela C.10 - Junta reforçada, carga B (JR_B)

JR_B Força [N]	Extensômetro 1				Extensômetro 2				Extensômetro 3			
	EF σ_x	Ens. [σ]	Δ [%]	EF σ_1	EF σ_x	Ens. [σ]	Δ [%]	EF σ_1	EF σ_x	Ens. [σ]	Δ [%]	EF σ_1
143	0.2	1.1	394	0.2	-0.4	-0.9	123	1.2	0.2	-0.5	-347	0.2
282	0.4	1.3	187	0.5	-0.8	-1.3	63	2.3	0.4	-3.8	-1014	0.4
421	0.7	1.5	130	0.7	-1.1	-7.9	587	3.4	0.6	-9.2	-1606	0.7
558	0.9	1.8	110	0.9	-1.5	-12.8	743	4.6	0.8	-12.8	-1672	0.9
694	1.1	2.1	96	1.1	-1.9	-13.1	593	5.7	1.0	-15.5	-1635	1.1
828	1.3	2.6	101	1.4	-2.3	-15.2	575	6.8	1.2	-17.7	-1573	1.3
900	1.4	2.7	98	1.5	-2.5	-15.6	536	7.4	1.3	-17.6	-1444	1.4
1100	1.7	3.3	96	1.8	-3.0	-17.9	495	9.0	1.6	-19.1	-1291	1.7

JR_B Força [N]	Extensômetro 5											
	EF σ_1	Ens. [σ]	Δ [%]	EF σ_2	Ens. [σ]	Δ [%]	EF σ_{eqv}	Ens. [σ]	Δ [%]	EF γ	Ens. [σ]	Δ [%]
143	0.7	0.9	20	-0.7	-3.8	413	1.3	4.3	244	127	111	-13
282	1.4	1.1	-20	-1.5	-5.1	249	2.5	5.8	133	127	111	-13
421	2.1	2.0	-4	-2.2	-7.6	250	3.7	8.8	140	127	111	-13
558	2.8	2.5	-9	-2.9	-9.5	227	4.9	11.0	125	127	110	-13
694	3.5	3.1	-12	-3.6	-10.8	201	6.1	12.6	109	127	110	-13
828	4.1	3.5	-15	-4.3	-12.7	195	7.2	14.8	104	127	110	-13
900	4.5	3.4	-25	-4.7	-13.2	184	7.9	15.2	94	127	110	-14
1100	5.5	4.3	-22	-5.7	-15.9	178	9.6	18.4	92	127	110	-13

Tabela C.10 (cont.) - Junta reforçada, carga B (JR_B)

Legenda das figuras C.6 a C.9:

- σ_x - tensão na direcção xx (direcção do comprimento do perfil vertical)
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - tensões principais
- σ_{eqv} - tensão equivalente de von Mises
- γ - ângulo entre a tensão σ_1 e o eixo dos xx
- EF - resultados dos EF
- Bal. - resultados da balança estática
- Ens. - resultados da máquina de ensaios
- Δ - diferença entre os resultados



FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

BIBLIOTECA



000006391