

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID  
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR  
DE INGENIEROS NAVALES



---

CONSTRUCCIÓN NAVAL PANELIZADA.  
MATERIALES, DEFINICIÓN E INTEGRACIÓN DEL  
SISTEMA EN LA INDUSTRIA NAVAL

---

TESIS DOCTORAL

D. Mario DE VICENTE

INGENIERO NAVAL

2022



PROGRAMA DE DOCTORADO EN  
INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA - U.P.M.

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR  
DE INGENIEROS NAVALES

**Construcción naval panelizada.  
Materiales, definición e integración del sistema  
en la industria naval**

TESIS DOCTORAL

*Autor:*

**D. Mario de Vicente Peño**

*Ingeniero Naval.*

*Universidad Politécnica de Madrid.*

*Director:*

**D. Juan Carlos Suárez Bermejo**

*Director:*

**D. Miguel Ángel Herreros Sierra**

2022





**POLITÉCNICA**

Tribunal designado por la Comisión de Doctorado de la Universidad Politécnica de Madrid, en su reunión del día.....de.....de 20.....

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Suplente: \_\_\_\_\_

Suplente: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura de la Tesis el día.....de.....de 20 ...  
en la E.T.S.I. /Facultad.....

Calificación .....

EL PRESIDENTE

LOS VOCALES

EL SECRETARIO



*A Clara, Mateo y Daniela.*





# Declaración

Esta Tesis presenta los resultados de las investigaciones realizadas entre las fechas de Enero de 2015 y Septiembre de 2021, finalizada en 2022.

A excepción de donde se hace referencia específica al trabajo de otros, la tesis al completo es fruto del trabajo mío propio sin ninguna aportación de terceros, ni colaboración. Todos los datos recogidos en la presente Tesis no han sido manipulados, falsificados o embellecidos.

*Mario de Vicente Peño*



# Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría dar las gracias a mis directores de tesis, D. Juan Carlos Suárez y D. Miguel Ángel Herreros, profesores de *la Escuela*. La atención prestada, el consejo, y la puerta del despacho de ambos siempre estuvo abierta cuando me encontré con algún problema o tuve alguna pregunta sobre mi investigación, redacción o publicación. Permitieron que este trabajo fuera mío, pero me orientaron en la dirección correcta siempre que lo necesité. Agradecer también, a todo el personal del laboratorio de ensayos en particular a Dña. Ana García y D. Jorge Quesada sin ellos hubiera sido imposible realizar los ensayos.

Por último, debo expresar mi más profundo agradecimiento a mis padres, Mario y Juli, por todo el esfuerzo que hicieron por darme la mejor de las oportunidades en la vida, y por haberme proporcionado un apoyo infalible y un estímulo continuo a lo largo de mis años de estudio no solo durante el proceso de investigación y redacción de esta tesis, sino desde el principio de mi trayectoria profesional y docente. A mi mujer, Clara, y nuestros hijos, Mateo y Daniela, a quienes dedico un especial agradecimiento por haber mostrado toda la paciencia y apoyo durante los años de realización de la tesis.

Este logro no habría sido posible sin todos ellos. Gracias.

*Mario de Vicente Peño*



# Abstract

The way in which ships are built has not changed in a century, although it has improved, the structural system used remains unchanged, longitudinal, transversal or mixed structural system, these systems become obsolete when attempts are made to integrate them with the new metallic hybrid materials. Nowadays, the use of hybrid material is limited to yachts and recreational vessels, but shipbuilding is in steel. As ships are getting bigger and bigger, the weight of steel is becoming a major problem, but even in smaller ships with monolithic superstructures it is also an issue, high weights are negative for stability. Asking the right questions concerning the use of hybrid materials, *is it possible to realise a new structural system?, which calculation methodologies are needed?, what impact does it have?*. These are some of the questions that are solved in the research. It begins by defining the new structural system and the calculation methodology, not only from a theoretical, but also from a practical point of view, solving the problems encountered; one of the most important is the joint between the panels and the primary members. This matter is solved by means of a mixed un-symmetrical joint, adhesively-welded, very versatile in terms of types of material to be joined, and in the way that it joins with the rest of the primary members of the ship. The joint was designed and optimised by means of finite element models, performing linear and non-linear simulations using cohesive zone model, and topological and parametric optimisations, by means of multi-objective genetic algorithms. Subsequently, laboratory tests were carried out to validate the numerical simulations, and the result was satisfactory, the joint leads the structural panelised system into a system that provides multiple advantages in addition to weight savings, insulation, pipe routing, welding hours and construction time savings.

**Key Words:**

Shipbuilding; Panel Structural System; Optimization; Non-linearities; Cohesive Zone Model; Hybrid Material; Welding Joints

---

# Resumen

La manera en que se construyen los buques no ha variado en un siglo, si bien ha mejorado, el sistema estructural utilizado permanece invariable, siempre se realiza mediante sistema estructural longitudinal, transversal o mixto, estos sistemas se quedan obsoletos cuando se intenta integrar con los nuevos materiales híbridos metálicos. El uso de materiales híbridos se limita a buques de recreo de bajo porte, mientras que la construcción naval es en acero. Al realizar buques cada vez mas grandes el peso del acero empieza a ser un gran problema, pero aun en buques de bajo porte con superestructuras monolíticas también, ya que los pesos altos perjudican la estabilidad. Realizando las cuestiones adecuadas con los materiales híbridos, *¿es posible realizar un nuevo sistema estructural?, ¿necesita nuevas metodologías de cálculo?, ¿qué impacto presenta?*. Siendo algunas de las preguntas que se resuelven en la investigación. Se comienza definiendo el nuevo sistema estructural, y la metodología de cálculo, no solo desde un punto de vista teórico, sino también desde un punto de vista práctico; resolviendo los problemas encontrados, uno de los más importantes la unión de los paneles con los elementos primarios de la estructura. Esto se resuelve mediante una unión asimétrica mixta, adhesivo-soldada, resultando muy versátil en cuanto a tipos de material a unir, y modos de unión con el resto de estructura primaria. La unión se diseñó y optimizó mediante modelos de elementos finitos, realizando simulaciones lineales, no lineales en zona cohesiva, y optimizaciones topológica y paramétrica mediante un algoritmo multi-objetivo genético. Finalmente, se realizaron ensayos de laboratorio para la validación de las simulaciones numéricas, siendo el resultado satisfactorio, ya que la unión convierte al sistema estructural panelizado en un sistema que aporta múltiples ventajas además del ahorro en peso; el forrado de aislamientos, rutado de tubos, horas de soldadura, y tiempos de construcción reducidos.

## **Palabras Clave:**

Construcción Naval; Sistema estructural Panelizado; Optimización; simulación no-lineal; CZM; materiales híbridos; uniones soldadas





# Índice general

Declaración	iii
Agradecimientos	v
Abstract	vii
Resumen	ix
Índice de figuras	xv
Índice de tablas	xxi
Nomenclatura	xxiii
<b>1 INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1 Motivación . . . . .	1
1.2 Modificaciones en proyecto . . . . .	4
1.3 Alcance y objetivos . . . . .	4
1.4 Contribuciones científicas . . . . .	8
1.5 Organización de la tesis doctoral . . . . .	8
<b>2 ESTADO DEL ARTE</b>	<b>11</b>
2.1 Métodos de construcción: Morfología . . . . .	11
2.1.1 Sistema estructural longitudinal . . . . .	11
2.1.2 Sistema estructural transversal . . . . .	12
2.2 Métodos de cálculo . . . . .	13
2.2.1 Tipos de diseño . . . . .	14
2.3 Astillero . . . . .	17
2.4 Materiales Híbridos . . . . .	20
2.4.1 <i>Honeycomb</i> . Propiedades mecánicas . . . . .	23

2.4.2	Elección . . . . .	24
2.5	Resumen . . . . .	28
<b>3</b>	<b>SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN</b>	<b>29</b>
3.1	Introducción . . . . .	29
3.2	Definición del sistema . . . . .	30
3.3	Calculo de los paneles híbridos . . . . .	32
3.3.1	Método Basado en Reglas . . . . .	32
3.3.2	Método Basado en el Cálculo Directo . . . . .	36
3.3.3	Escantillonado de cubiertas de superestructura en buques de esloras menores de 65m . . . . .	41
3.3.4	Escantillonado de cubiertas de superestructura en buques de esloras hasta 170m . . . . .	43
3.3.5	Conclusiones . . . . .	46
3.4	Estudio de EPP . . . . .	49
<b>4</b>	<b>ESTRUCTURA CONJUNTO</b>	<b>55</b>
4.1	Elementos Primarios . . . . .	55
4.1.1	Cargas en el emparrillado . . . . .	58
4.2	Cálculo de estructura con elementos placa ( <i>shell</i> ) . . . . .	60
4.3	Cálculo de los paneles por híbridos en celda de abeja . . . . .	62
4.3.1	Modos de Fallo . . . . .	62
4.3.2	Formulación matemática . . . . .	63
4.4	Propiedades del Panel . . . . .	66
4.4.1	Cálculo directo del panel . . . . .	70
<b>5</b>	<b>SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA UNIÓN</b>	<b>71</b>
5.1	Introducción . . . . .	71
5.2	Objetivos y Análisis . . . . .	72
5.3	Metodología . . . . .	74
5.3.1	General . . . . .	74
5.3.2	Hipótesis . . . . .	75
5.3.3	Secuencia de Diseño . . . . .	75
5.4	Material . . . . .	78
5.4.1	Panel de Sándwich metálico . . . . .	78
5.4.2	Propiedades del Adhesivo . . . . .	81
5.5	Teorías Matemáticas para la simulación . . . . .	83
5.5.1	Resumen . . . . .	84
5.5.2	Modelos de uniones adhesivas . . . . .	85
5.5.3	Modelo de Zona Cohesiva (Cohesive Zone Model) . . . . .	88

5.5.4	Modelos de optimización . . . . .	92
5.5.5	Correlación de parámetros . . . . .	93
5.5.6	Diseño de Experimentos . . . . .	94
5.6	Métodos de Optimización . . . . .	95
<b>6</b>	<b>OPTIMIZACIÓN</b>	<b>97</b>
6.1	Introducción . . . . .	97
6.2	Optimización 2D . . . . .	98
6.3	Optimización 3D . . . . .	102
6.4	Conclusiones . . . . .	104
<b>7</b>	<b>OPTIMIZACIÓN LINEAL EN 3D</b>	<b>107</b>
7.1	Introducción . . . . .	107
7.2	Definición del problema . . . . .	108
7.2.1	Correlación de parámetros . . . . .	110
7.2.2	Optimización Global de Von Mises . . . . .	112
7.2.3	Objetivos de parámetros múltiples . . . . .	116
7.3	Conclusiones . . . . .	119
7.3.1	Solución I . . . . .	119
7.3.2	Solución II . . . . .	121
<b>8</b>	<b>ANÁLISIS DE DESPEGUE NO LINEAL 2D</b>	<b>123</b>
8.1	Definición del problema . . . . .	124
8.1.1	CZM Definición de contactos . . . . .	125
8.2	Problema Multiobjetivo . . . . .	127
8.3	Conclusiones . . . . .	128
8.3.1	Solución III . . . . .	132
8.4	Discusión de Resultados de los Análisis. . . . .	133
8.5	Geometría Resultante . . . . .	137
<b>9</b>	<b>ENSAYO DE LABORATORIO: UNIÓN MIXTA ASIMÉTRICA</b>	<b>139</b>
9.1	Resumen . . . . .	139
9.2	Introducción . . . . .	140
9.3	Procedimiento . . . . .	141
9.3.1	General . . . . .	141
9.4	Materiales y muestras . . . . .	142
9.4.1	Materiales . . . . .	142
9.4.2	Especímenes . . . . .	146
9.4.3	Software . . . . .	148
9.4.4	Ensayos destructivos . . . . .	150

9.5	Resultados . . . . .	151
9.5.1	Ensayos destructivos Vs. Enfoque numérico . . . . .	151
9.5.2	Resultados de la simulación con <i>Mateglass</i> . . . . .	155
<b>10</b>	<b>CONCLUSIÓN</b>	<b>157</b>
10.1	Discusión de Resultados . . . . .	157
10.2	Trabajo Futuro . . . . .	161
	<b>Bibliografía</b>	<b>163</b>
<b>A</b>	<b>Resultados de la optimizacion 3D</b>	<b>169</b>
A.1	Von Mises results . . . . .	177
A.2	Respuesta en detalle en el candidato . . . . .	182
<b>B</b>	<b>Formulación de Panel</b>	<b>193</b>
B.1	Formulación matemática de panel en celda de abeja . . . . .	193
B.1.1	Vigas . . . . .	194
B.1.2	Planchas . . . . .	194
B.1.3	Cargas en extremos . . . . .	195
B.2	Propiedades de panel . . . . .	197
B.3	Aplicación a Paneles . . . . .	201
<b>C</b>	<b>Simulaciones numéricas con distintos adhesivos</b>	<b>203</b>
C.1	Introducción y definición de puntos de control . . . . .	203
C.2	Resultados adhesivo débil . . . . .	205
C.2.1	Solución I . . . . .	205
C.2.2	Solución II . . . . .	205
C.3	Adhesivo Fuerte . . . . .	207
C.3.1	Solución I . . . . .	207
C.3.2	Solución II . . . . .	207
C.4	Gráficas . . . . .	208
C.5	Solución I y II - En los puntos de Control . . . . .	211
<b>D</b>	<b>Fabricación de la Pieza</b>	<b>215</b>
D.1	Fabricación . . . . .	215
D.2	Test . . . . .	220
D.3	Ensayos . . . . .	222

# Índice de figuras

1.1	Espiral de diseño. . . . .	5
1.2	Propuesta de unión. . . . .	7
1.3	Uniones con primarios. . . . .	7
2.1	Estructura longitudinal tipo. Fuente: SENER . . . . .	12
2.2	Estructura Transversal tipo. Fuente: SENER . . . . .	13
2.3	Procesos del astillero. . . . .	18
2.4	Uniones de panel. . . . .	21
2.5	Valores relativos de rigidez y resistencia de sándwich en celda de abeja. . . . .	24
2.6	Construcción en sándwich con núcleo de celda de abeja. . . . .	25
2.7	Específicos del material. . . . .	26
2.8	Panel en voladizo. . . . .	27
3.1	Flujo de cálculo en estructura convencional. . . . .	30
3.2	Flujo de cálculo en estructura panelizada. . . . .	31
3.3	Distintas localizaciones de la superestructura a estudiar. . . . .	34
3.4	Parámetros del panel elemental. . . . .	36
3.5	Ejemplo de elemento volumétrico con nodos intermedios y uno central. . . . .	37
3.6	EPP modelado para comparativa. . . . .	37
3.7	Variación del espesor en función de $s$ - Esloras de 65m. . . . .	39
3.8	Variación del espesor en función de $s$ - Esloras de 170m. . . . .	40
3.9	Factor de seguridad en Von Mises en función de los espesores. . . . .	42
3.11	Valores de factor de pandeo en función de la separación de elementos ordinarios. . . . .	42
3.10	Von Mises máximo en la simulación numérica frente a la separación de ordinarios. . . . .	43
3.12	Tensión de Von Mises- Factor de seguridad frente a espesor. . . . .	44
3.13	Representación gráfica de los resultados de Von Mises. . . . .	44

3.14	Von Mises máximo en la simulación numérica frente a la separación de ordinarios. . . . .	45
3.15	Valores de factor de pandeo en función de la separación de elementos ordinarios. . . . .	46
3.16	Calidad de malla para el análisis estructural aislado del EPP. . . . .	49
3.17	Estado tensional de plancha estudio para sustitución, valor máximo de Von Mises de 65.12 MPa. . . . .	50
3.18	Líneas de control para obtener resultados locales de tensiones. . . . .	51
3.19	Valor de Von Mises de la condición de contorno en la eslora. . . . .	51
3.20	Valor de Cortante en la condición de contorno en la dirección de la eslora, representados los laterales opuestos. . . . .	52
3.21	Representación gráfica del estado tensional en Von Mises (imagen superior) y Cortante (imagen inferior), en <i>path 1</i> . . . . .	53
4.1	Elementos primarios. . . . .	56
4.2	Esquema de teoría de emparrillado. . . . .	57
4.3	Cargas en estructura longitudinal. . . . .	58
4.4	Resultados en Von Mises de modelo de cubierta tipo, estructura longitudinal. . . . .	59
4.5	Geometría y mallado de la cubierta de estudio. . . . .	60
4.6	Tensión de Von Mises en modelo panelizado. . . . .	61
4.7	Tensión de Von Mises en modelo panelizado - Vista superior. . . . .	61
4.8	Geometría del panel en celda de abeja – Hexagonal. . . . .	66
4.9	Geometría del panel en celda de abeja – OX. . . . .	67
4.10	Cargas y Apoyos del panel en celda de abeja. . . . .	67
4.11	$K_1$ para la determinar la deformada máxima [24]. . . . .	68
4.12	$K_2$ para el esfuerzo en la piel y $K_3$ para el cálculo de la cortante máxima en el núcleo[24]. . . . .	69
4.13	Cálculo matemático de los modos de fallo del panel con núcleo en celda de abeja – Equivalente al monolítico. . . . .	70
5.1	Tipo I Unión Primarios – Panel. . . . .	72
5.2	Diferentes configuraciones. . . . .	73
5.3	Nuevo sistema panelizado. . . . .	74
5.4	Ciclo de Optimización. . . . .	76
5.5	Geometría y Sistema de Coordenadas Global. . . . .	76
5.6	Geometría de la Celda Unitaria. . . . .	79
5.7	Ley cohesiva representando – Esfuerzo de adhesivo Vs. desplazamiento relativo. . . . .	88
5.8	Ley Bilinear utilizada en los elementos de contacto 17X. . . . .	89

5.9	Puntos de diseño Vs. Parámetros de entrada. . . . .	92
5.10	Muestra de OSF [47]. . . . .	93
6.1	Bloque inicial de estudio - Vista 3D . . . . .	98
6.2	Geometría 2D. . . . .	99
6.3	Modelo geométrico de partida. . . . .	99
6.4	Optimización topológica 2D: Calidad de Malla. . . . .	100
6.5	Optimización topológica 2D: Condiciones de contorno. . . . .	101
6.6	Optimización topológica 2D: 0.7 rango de masa. . . . .	101
6.7	Optimización topológica 2D: 0.3 rango de masa. . . . .	101
6.8	Optimización topológica 3D: Calidad de Malla. . . . .	102
6.9	Optimización topológica 3D: 0.7 rango de masa. . . . .	103
6.10	Optimización topológica 3D: 0.3 rango de masa. . . . .	103
6.11	Optimización topológica 3D: 0.7 rango de masa – Vista lateral. . . . .	103
6.12	Resultado superpuesto con geometría. . . . .	104
6.13	Definición geométrica de los parámetros. . . . .	105
7.1	Flujo de proyecto en <i>Workbench</i> . . . . .	108
7.2	Modelo 3D. . . . .	108
7.3	Parámetros. . . . .	109
7.4	Path geométrico por resultados de Von Mises. . . . .	110
7.5	Matriz de correlación de parámetros. . . . .	111
7.6	Candidatos resultado de la optimización. . . . .	112
7.7	Sensibilidades de los parámetros. . . . .	113
7.8	<i>P18</i> Vs <i>Weldp</i> . . . . .	114
7.9	<i>P18</i> Vs <i>Weldft</i> . . . . .	115
7.10	MOGA - Candidatos resultado en multiobjetivo. . . . .	116
7.11	MOGA - Sensibilidades de los parámetros. . . . .	117
7.12	[z:P18 Vs x:Weldft, y:Weldp] . . . . .	118
7.13	[z:P19 Vs x:Weldp, y:Upperlength] . . . . .	118
7.14	[z:P20 Vs x:Weldp, y:Upperlength] . . . . .	119
7.15	Plano de representativo de Solución I. . . . .	120
7.16	Resultado de Von Mises - Solución I. . . . .	120
7.17	Plano de representativo de Solución II. . . . .	121
7.18	Resultado de Von Mises - Solución II. . . . .	122
8.1	Flujo de proyecto en <i>Workbench</i> . . . . .	124
8.2	Detalle de malla en modelo. . . . .	125
8.3	Definición de las áreas de contacto. . . . .	126
8.4	Puntos de control. . . . .	126
8.5	Candidatos. . . . .	127

8.6	Sensibilidad de parámetros. . . . .	128
8.7	Diferencias entre candidatos solución del algoritmo. . . . .	129
8.8	Curvas de sensibilidad teórica local para parámetro P3. . . . .	130
8.9	Curvas de sensibilidad local para valores de fábrica - Parámetro P3. . . . .	131
8.10	Solucion constructiva III. . . . .	132
8.11	Tensión de Von Misses. . . . .	133
8.12	WAHP . . . . .	133
8.13	Bloque inicial Vs. Solución Óptima. . . . .	134
8.14	Solucion en cara baja de labio superior - Desplazamiento forzado de 10mm . . . . .	135
8.15	Tension de Von Mises y desplazamientos en el punto de control D – Solución I Vs. Sol.II con los diferentes adhesivos. . . . .	136
8.16	Espesor de plancha del análisis 8 mm . . . . .	137
9.1	Planos del espécimen a estudiar. . . . .	141
9.2	Adhesivo estructural. . . . .	144
9.3	Componentes de <i>Mateglass</i> . . . . .	145
9.4	Endurecimiento isotrópico del acero A235. . . . .	146
9.5	Proceso de preparación de superficies para el adhesivo. . . . .	147
9.6	Secuencia de Fabricación. . . . .	147
9.7	Especímenes terminados. . . . .	149
9.8	Configuración de la prueba. . . . .	150
9.9	Modelo numérico Vs. ensayo de laboratorio. . . . .	151
9.10	La deformación procesada por NCorr coincide con el modelo numérico. . . . .	152
9.11	No hay propagación interlaminar de grietas, ni en el labio superior ni en el inferior. . . . .	153
9.12	Carga aplicada vs. Deformación. El modelo numérico representado en rojo. . . . .	154
9.13	Optimización de la topología 2D/3D. . . . .	155
9.14	Régimen plástico. . . . .	155
9.15	Comparativa desde el bloque inicial a la solución. . . . .	156
10.1	Proceso de trabajo. . . . .	158
A.1	Tabla de sensibilidades numericas - salida de Ansys . . . . .	170
A.2	Matriz de Correlación . . . . .	171
A.3	Sensibilidad de parámetros - modelo 3D . . . . .	172
A.4	Salida:Von Mises global . . . . .	173
A.5	Salida: Tensión de Von Mises en unión <i>Upperskin</i> . . . . .	173
A.6	Salida: Tensión de Von Mises en unión <i>Bottomskin</i> . . . . .	174



A.7 Salida: Tensión de Von Mises en la raíz de la soldadura . . . . .	174
A.8 Salida: Tensión de Von Mises en el pié de la soldadura . . . . .	175
A.9 Histograma . . . . .	176
A.10 Von Mises . . . . .	177
A.11 Distribución de Von Mises en pié . . . . .	178
A.12 Distribución de Von Mises en raíz . . . . .	179
A.13 Distribución de Von Mises en labio inferior . . . . .	180
A.14 Distribución de Von Mises en labio superior . . . . .	181
A.15 Respuesta del candidato - <i>Angle</i> . . . . .	182
A.16 Respuesta del candidato - <i>Upperlength</i> . . . . .	183
A.17 Respuesta del candidato - <i>Overlap</i> . . . . .	184
A.18 Respuesta del candidato - <i>Weldp</i> . . . . .	185
A.19 Respuesta del candidato - <i>Lowerlength</i> . . . . .	186
A.20 Respuesta del candidato - <i>Stk</i> . . . . .	187
A.21 Respuesta del candidato - <i>Weldft</i> . . . . .	188
A.22 Von Mises (VM) . . . . .	189
A.23 VM - Contacto superior . . . . .	189
A.24 VM - Contacto inferior . . . . .	190
A.25 VM - Cuello de soldadura . . . . .	190
A.26 Von Mises (VM) . . . . .	191
A.27 VM - Contacto superior . . . . .	191
A.28 VM - Contacto inferior . . . . .	192
A.29 VM - Cuello de soldadura . . . . .	192
B.1 Geometría de panel en celda de abeja I. . . . .	197
B.2 Geometría de panel en celda de abeja II. . . . .	197
B.3 Apoyos y cargas aplicadas al panel Híbrido . . . . .	198
B.4 Coeficiente $K_1$ para determinar la flecha máxima . . . . .	199
B.5 Coeficiente $K_2$ para tensiones en caras y $K_3$ para cortante máxima en el núcleo . . . . .	200
B.6 Hoja de Calculo de estados limite del panel. . . . .	201
C.1 Puntos de Control de la simulación. . . . .	204
C.2 Control de Calidad de Malla. . . . .	204
C.3 VM Solución I - después de despegue . . . . .	205
C.4 VM modelo II - step 0.59 s . . . . .	205
C.5 VM modelo II - step 0.59 s . . . . .	206
C.6 VM modelo II - después de despegue . . . . .	206
C.7 VM modelo I - Sin despegue . . . . .	207
C.8 VM modelo II - Sin despegue . . . . .	207

C.9 Punto de control (Dx) . . . . .	208
C.10 Punto de control (Dy) . . . . .	209
C.11 Tensiones en labio superior. Punto D . . . . .	210
C.12 Punto de control (Ax) . . . . .	211
C.13 Punto de control (Ay) . . . . .	211
C.14 Punto de control (Bx) . . . . .	212
C.15 Punto de control (By) . . . . .	212
C.16 Punto de control (Cx) . . . . .	213
C.17 Punto de control (Cy) . . . . .	213
D.1 Pulido y Lijado del Acero. . . . .	216
D.2 Preparación del <i>Mateglass</i> . . . . .	216
D.3 Preparación de Superficies. . . . .	216
D.4 Adhesivo. . . . .	217
D.5 Cámara de vacío para resina. . . . .	217
D.6 Preparación del labio inferior. . . . .	218
D.7 Soldadura labio inferior. . . . .	218
D.8 Piezas terminadas y pulidas. . . . .	219
D.9 Piezas pintadas. . . . .	219
D.10 Ensayo de Laboratorio. . . . .	220
D.11 Toma de datos. . . . .	220
D.12 Observación de Piezas. . . . .	221
D.13 Montaje del ensayo. . . . .	222
D.14 Resultados . . . . .	223
D.15 Resultados II . . . . .	223
D.16 Resultados III . . . . .	223
D.17 Resultados IV . . . . .	224
D.18 Resultados V . . . . .	224
D.19 Resultados VI . . . . .	224
D.20 Resultados VII . . . . .	225
D.21 Resultados VIII . . . . .	225
D.22 Resultados XIX . . . . .	225
D.23 Resultados XX . . . . .	226
D.24 Resultados XXI . . . . .	226

# Índice de tablas

2.1	Capacidad y recursos del Astillero (I). . . . .	19
2.2	Capacidad y recursos del Astillero (II). . . . .	19
3.1	Propiedades geométricas de buques de estudio. . . . .	33
3.2	Muestreo de puntos a lo largo de los buques para el cálculo de aceleraciones. . . . .	35
3.3	Resultados de espesor con formulación de distintas clases de sociedad. . . . .	38
3.4	Resultado en mamparos en buques de hasta 65m. . . . .	38
3.5	Resultado en mamparos en buques entre 65m y 170m. . . . .	39
3.6	Tensión de Von Mises para una separación de primarios de 2.5 m. . . . .	41
3.7	Tensión de Von Mises para una separación de primarios de 2.5 m. . . . .	43
5.1	Propiedades mecánicas del acero utilizado para la pinza y las pieles del panel. . . . .	79
5.2	Propiedades mecánicas de Aluminio 3003 (Núcleo del panel). . . . .	80
5.3	Propiedades mecánicas del Núcleo de Aluminio[11]. . . . .	80
5.4	ANSYS: Propiedades mecánicas del Núcleo en celda de abeja considerado un material monolítico. . . . .	81
5.5	Parámetros necesarios para el modelo CZM . . . . .	81
5.6	Adhesivo 1. . . . .	82
5.7	Adhesivo 2. . . . .	82
5.8	Valores de $\mathbf{C}$ para la calidad de malla[30]. . . . .	83
5.9	Resumen de los modelos analíticos en dos dimensiones [I] – Lineales y No Lineales[13]. . . . .	86
5.10	Resumen de los modelos analíticos en dos dimensiones [II] – Lineales y No Lineales[13]. . . . .	87
6.1	Datos geométricos del modelo. . . . .	99
6.2	Semilla Inicial. . . . .	104
7.1	Rango de parámetros para el muestreo. . . . .	111

7.2	Leyenda. . . . .	112
7.3	Dimensiones constructivas para Solucion I. . . . .	120
7.4	Dimensiones constructivas para Solucion II. . . . .	121
8.1	Límites de pasos intermedios o Substeps. . . . .	127
8.2	Leyenda. . . . .	128
8.3	Dimensiones constructivas para el cálculo del diseño óptimo. . . . .	132
8.4	Diferencias en puntos clave. . . . .	135
9.1	Propiedades del Adhesivo. . . . .	142
9.2	Propiedades <i>Mateglass Pro-3</i> . . . . .	143
9.3	Resultados de la simulación con <i>Mateglass</i> . . . . .	156

# Nomenclatura

## Acrónimos de la optimización

DOE	Diseño de Experimentos
GDO	Optimización por objetivos - <i>Goal Driven Optimization</i>
MOGA	Algoritmo genético multiobjetivo - <i>Multi-Objective Genetic Algorithm</i>
OSF	Llenado óptimo de espacios - <i>Optimal Space Filling</i>

## Acronimos en Panel en celda de abeja

$\delta$	Deformación
$\lambda$	Factor de corrección a flexión debido al efecto de Poisson
$\mu$	Ratio de Poisson del material de las pieles
$\rho_c$	Densidad del Núcleo
$\rho_{ca}$	Densidad Aparente del Núcleo
$\sigma_C$	Esfuerzo a compresión del núcleo
$\sigma_f$	Tensión calculada en pieles
$\sigma_{CR}$	Tensión crítica en pieles
$\tau_c$	Cortante en núcleo
$A$	Área de carga

$a$	Dimensión del panel A
$b$	Ancho de plancha
$D$	Rigidez a flexión del panel
$E_c$	Modulo de compresión del núcleo
$E_f$	Módulo de elasticidad de la piel
$F$	Cortante Máxima
$G_c$	Módulo a cortante del núcleo: en la dirección en la que se aplica la carga
$G_L$	Módulo a cortante del núcleo: en la dirección longitudinal
$G_W$	Módulo a cortante del núcleo: en la dirección transversal
$h$	Distancia entre las pieles
$K_1$	Parámetro empírico de panel (apoyo simple)
$K_2$	Parámetro empírico de panel (apoyo simple)
$K_3$	Parámetro empírico de panel (apoyo simple)
$k_b$	Coefficiente de flexión
$k_s$	Coefficiente a cortante
$l$	Luz de la viga
$M$	Momento máximo a flexión
$P$	Carga aplicada
$P_b$	Carga crítica a pandeo
$q$	Carga uniforme
$R$	Ratio $G_L/G_W$

$S$	Rigidez a cortante del panel
$s$	Tamaño de celda
$t_c$	Espesor del núcleo
$t_f$	Espesor de las pieles
$V$	Parámetro de panel utilizado para apoyo simple

### **Acrónimos Navales**

B	Manga
BV	Bureau Veritas
CCSS	Sociedad de Clasificación
D	Puntal
DNV	Det Norske Veritas
IACS	International Association of Class Societies
KG	Distancia desde la quilla al centro de gravedad
L	Eslora de escantillonado
LRS	Lloyd's Register of Shipping
RO-RO	Buque Roll on - roll off
T	Calado
$t$	Espesor en mm

### **Otros símbolos**

$NO_x$	Óxidos de Nitrógeno
$SO_x$	Óxidos sulfúricos
CZM	<i>Cohesive Zone Model</i> - Modelo de Zona Cohesiva

EPFM	<i>Elastic-Plastic Fracture Mechanics</i> - Mecánica de Fractura Elasto-Plástica
FRP	Fiberglass-Reinforced Plastic - <i>Plástico Reforzado con Fibra Glass-Reinforced Plastic</i> - Plástico Reforzado con Vidrio
HVAC	<i>Heating, Ventilation, and Air Conditioning</i> - Calefacción, Ventilación, y Aire Acondicionado
LEFM	<i>Linear Elastic Fracture Mechanics</i> - <i>Mecánica de Fractura Lineal Elástica</i>
VM	Von Mises
WAHP	Unión Soldada-adherida de panel híbrido en sus siglas en ingles <i>Welded-Adhesive Hybrid Panel</i>



# Capítulo 1

## INTRODUCCIÓN

### 1.1 Motivación

La forma en que se construyen los buques no ha cambiado desde hace más de un siglo. Si se observa la historia detenidamente, se puede deducir que todas y cada una de las modificaciones realizadas en los sistemas de construcción siempre han sido precedidas de la aparición de nuevos materiales de construcción y por lo tanto de nuevas metodologías constructivas adecuadas a cada material, se pasó de la construcción en madera a hierro [46] (siglo XIX), con sistemas de construcción a tope y a tingladrillo en el que las uniones eran remachadas; y posteriormente del uso de esos remaches a la soldadura (siglo XX), cuando el acero dulce entró como principal material de construcción, teniéndose que utilizar dos sistemas nuevos de construcción, longitudinal y transversal. Se puede concluir que la evolución de los sistemas está directamente ligada al material.

Más tarde, entre los años 1950 y 1970, debido a la demanda comercial, el tamaño de los buques sufrió su primer crecimiento, hoy en día y gracias a las nuevas tecnologías de cálculo, se está incrementando el tamaño de los buques aún más. Lo que nos lleva al primer problema de este crecimiento, el peso del acero,

## 1.1. MOTIVACIÓN

---

que unido al incremento de potencia necesario para alcanzar las velocidades demandadas hace que subsidiariamente el consumo de fuel se vea afectado al alza, a más consumo más emisiones de  $NO_x$  y  $SO_x$ .

En los últimos 20 años, el impulso de los materiales híbridos (FRP, GRP y aleaciones de aluminio) está revolucionando la construcción de embarcaciones de recreo de hasta 40 m. El FRP es usado en dos tipos de configuraciones como sándwich y como laminado, mientras que las aleaciones de aluminio se encuentran habitualmente en configuraciones convencionales, extruido o laminado. El acero de alta resistencia también se usa cuando se necesita reducir el peso y mantener una resistencia alta de la estructura, pero estos aceros no están considerados como materiales ligeros.

Actualmente, en el ámbito de la ingeniería se observa un aumento del uso de soluciones mixtas, en los que **varios materiales son combinados en diferentes configuraciones para formar un nuevo material**, denominado material híbrido. Dependiendo de los materiales base y la configuración de los mismos, se pueden encontrar distintas clases materiales, por ejemplo el sándwich metálico en el que tanto el núcleo como la piel están constituidos por materiales como el acero o aluminio.

A la luz de esta nueva situación, la cuestión que se deriva es obligada, *¿con la entrada de los materiales híbridos se puede realizar la estructura de buques convencionales de carga<sup>1</sup>, de cualquier tipo y servicio?*

Como se plantea anteriormente existe una relación causa–efecto entre la aparición de un nuevo material y su sistema de construcción, pero la inclusión de materiales nuevos en la construcción naval nunca se han realizado al buque completo, y de una única vez. Desde el siglo XIX los cambios hechos en la metodología de construcción, así como en lo materiales han sido graduales, y siempre desde los elementos menos cargados a los más cargados (importantes).

Debido a esto, el objetivo principal de sustitución en la tesis, son las superestructuras no contributivas, elementos independientes en su mayor parte, monolíticos, y resultando ser un peso alto que ocasiona desplazamientos en el centro de gravedad considerable en buques de medio y alto porte, desde

---

<sup>1</sup>Entendiendo por buque convencional aquellos cuyas esloras se encuentran entre 65m y 170m como se explica más a delante

65m de eslora hasta los 170 m, ya que esta eslora es la que se dispone como límite para los estudios generalizados en buques, los buques con esloras menores que se construyen con materiales híbridos, normalmente en fibra, ya disponen de reglamentación para su construcción.

Los posibles beneficios, a priori, de la aplicación de este tipo de material se localiza en dos frentes distintos, desde el punto de vista del armador pasa por una reducción en el peso [39] de la superestructura, con la consecuente reducción del  $KG^2$  del barco mejorando la estabilidad y de ese modo reduciendo riesgos de accidentes, además el buque sería capaz de llevar más carga, o bien, para la misma carga el consumo de combustible se reduciría, acortando el tiempo de retorno de la inversión.

El segundo frente, y como se demostrará más adelante, desde el punto de vista de la manufactura del sistema, esta construcción panelizada que evita la soldadura del reforzado ordinario, dejando paneles planos limpios de perfiles haciendo así más sencilla la construcción, se reducen metros de soldadura, por lo que se ahorra tiempo y coste. Además, la tubería, tanto las ventilaciones [43] como todos los sistemas<sup>3</sup> se rutarían sin que ningún refuerzo ordinario se interpusiera en su camino. Los ductos del HVAC que normalmente limitan la altura libre en las cubiertas, podrían ser redistribuidos dejando más espacio en altura libre para los pasajeros y tripulación.

Hoy en día, estos materiales se han empezado a utilizar en varios casos muy localizados, pero sin llegar a constituir una parte del buque. Las estructuras locales sustituidas son, por ejemplo, una rampa interna en bodegas de un buque Ro-Ro [33], y alguna cubierta helipuerto aislada [14].

Para desarrollar el funcionamiento del nuevo sistema de construcción se deben conocer los dos sistemas existentes [42] y con los que se construyen todos los buques en la actualidad. Y como se optimiza el peso en estos sistemas, realizando estudios de la sección de la perfilera, la separación de los refuerzos, el espaciado de mamparos, alineamientos de la estructura, y el uso aceros de alta resistencia cuando es necesario [57].

---

<sup>2</sup>El  $KG$  representa la distancia vertical del dentro de gravedad medida desde la línea de trazado de la quilla, este parámetro es muy relevante en los cálculos de estabilidad del buque [57].

<sup>3</sup>Los sistemas comunes en superestructuras son: aguas grises, aguas negras, agua dulce, anti-incendio, imbornales, sprinkles, y baldeo.

Una contingencia habitual dentro de la espiral del proyecto (Figura 1.1) es tener que modificar el material del que has realizado la superestructura, porque en una siguiente vuelta de proyecto, el barco no cumple con los criterios de estabilidad ya que su centro de gravedad esta muy alto. Estas modificaciones suelen ser muy costosas y encarecen el producto, pudiendo darse el caso de tener que re-diseñar el buque desde el principio, cuando estamos con un avance alto del proyecto.

## 1.2 Modificaciones en proyecto

Los buques de hasta 90 m de eslora son los más propensos a sufrir modificaciones o limitaciones debido al peso de la superestructura, ya que el peso de esta en proporción afecta mucho más al KG que en buques más grandes. Pudiendo llegar a perder completamente la estabilidad, y en algunos casos pasando a ser un proyecto inviable.

Cuando diseñamos un buque generalmente se sigue la denominada espiral de diseño, donde con cada vuelta de espiral conseguimos mejor precisión en los datos obtenidos, el diseño de la superestructura suele ser el último acero a desarrollar, por lo que una desviación de peso en ella hace muy costosa la modificación del proyecto, el parque de materiales esta ordenado y un cambio de material (de acero a aluminio) provoca encarecimiento y retrasos. Este tipo de modificaciones no son deseables porque ocurren cuando nos encontramos en la tercera vuelta de espiral, porque en la primera se realiza una estimación y en la segunda aparecen las desviaciones.

Dependiendo del autor la espiral de proyecto varía en el orden de los factores, pero lo que es invariante es: cuanto más ciclos de la espiral pasan antes de realizar una variación de diseño, más costosas serán esas modificaciones.[42, 20]

## 1.3 Alcance y objetivos

De entre todos los materiales híbridos, las estructuras en sándwich son las que están consideradas como las óptimas para transmitir las cargas a flexión, siendo

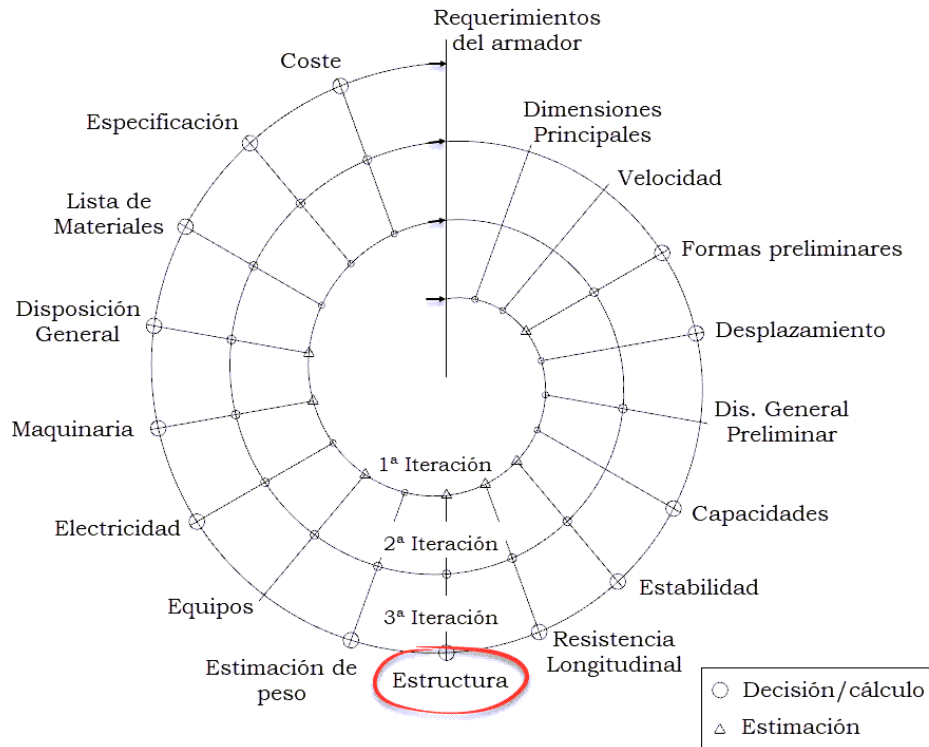


Figura 1.1: Espiral de diseño.

además muy ligeras, por lo que serán los materiales objeto de estudio. De entre los materiales sándwich metálicos se escogerá un híbrido de núcleo en Honeycomb<sup>4</sup> y piel en acero naval.

Las ventajas [35] de este material frente a los materiales convencionales son:

- Alta rigidez frente a peso.
- Amplias dimensiones de auto soportado
- Reducción de tiempo de ensamblaje (montaje) modular.
- Buena resistencia a pandeo.
- Buena resistencia a impacto.

<sup>4</sup>Se mantiene la denominación en inglés, así como en algunos términos de la tesis, si bien tienen traducción, muchos expertos y autores mantienen el original del inglés. Algunos de los mismos carecen de sentido en castellano.

### 1.3. ALCANCE Y OBJETIVOS

---

Las desventajas del material frente a los materiales convencionales [43] son:

- Coste del material
- Diseño complejo. No existencia de certificación, largo proceso de certificación.
- Reestructuración del trabajo del taller en Astillero.
- Falta de soldadores cualificados para la tarea.
- Falta de datos que sustenten los beneficios de las estructuras sandwich.

El **objetivo** de la tesis es demostrar que la construcción de la superestructura en sandwich metálico Honeycomb, es viable, y que esta pasa por un cambio en la forma de diseñar la estructura de los buques, un nuevo sistema de construcción mediante paneles, imponiéndose a las desventajas anteriormente citadas, con una equivalencia suficiente de certificación, un análisis de las uniones y presentando los beneficios en las conclusiones para la adaptación de la industria a este material.

Para poder alcanzar la meta primero se realiza el estudio generalizado de la estructura aplicando dos vías de estudio de la construcción naval existentes, Ruled-Based Design y Rationally Based Design. [27, 26]

El primer método de cálculo nos asegura certificar la estructura, y cumplir con las normas y calidad de las sociedades de clasificación, al no disponer de patrones dentro de los cálculos estructurales se estudia el escantillonado de las superestructura mediante tres sociedades de clasificación, para encontrar un patrón estable y elegir la Sociedad que nos asegura ese patrón, posteriormente se realiza la sustitución del material tradicional por el híbrido, asegurándonos así la cumplimentación de la certificación de una forma indirecta. Al certificar con una Sociedad de Clasificación perteneciente a IACS hace que los resultados obtenidos sean automáticamente aceptados por las demás Sociedades integradas.

Además el estudio de elementos primarios se realizará bajo los límites admisibles de clase. La distribución de primarios será una pieza clave de estudio.

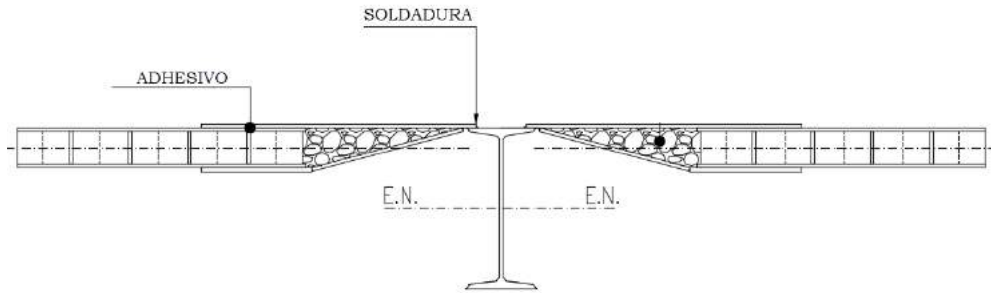


Figura 1.2: Propuesta de unión.

El segundo método nos permitirá estudiar las uniones de los paneles con los elementos primarios, se realizan modelos de elementos finitos para optimizar y estudiar ambas problemáticas.

La Figura 1.2 se muestra una de las uniones resultado del estudio incluyendo la espuma aislante al calor, en caso de ser necesaria, ya que la integridad al fuego no es un objeto de estudio en la presente tesis.

En este momento es donde se introduce el nuevo sistema de construcción a uno panelizado en el que los primarios son los únicos elementos rigidizadores de la estructura, Figura 1.3. Esta disposición de primarios se optimiza para la mejor eficiencia en seguridad y coste de la estructura.

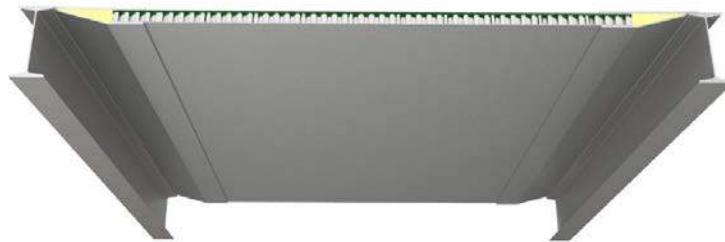


Figura 1.3: Uniones con primarios.

## 1.4 Contribuciones científicas

A continuación se describen brevemente las publicaciones científicas que han derivado del estudio en esta tesis, con el apartado en el que están relacionadas.

M. de Vicente, “Numerical optimization of hybrid panel joints by mixed adhesive / welded method on shipbuilding,” in OMAE-2018, 2018, pp. 1–11.

M. de Vicente, P. F. Rodrigo, and M. T. Fernández, “Structural design of helicopter deck with hybrid materials and its joints with conventional steel,” in Marstruct 2019, 2019, pp. 359–368.

M. de Vicente, A. Silva-Campillo, M. Á. Herreros, and J. C. Suárez-Bermejo, “Design of a structurally welded/adhesively bonded joint between a fiber metal laminate and a steel plate for marine applications,” *Journal of Marine Science and Technology*, May 2022, doi: 10.1007/S00773-022-00885-7.

## 1.5 Organización de la tesis doctoral

En el Capítulo 1 se introduce la temática de la tesis, describiendo el contexto histórico del objeto de estudio, la problemática y sus consecuencias, los estudios previos que se han realizado, la definición del problema científico y el planteamiento de las hipótesis o preguntas científicas.

En el Capítulo 2 se realiza un estado del arte de los temas principales de la tesis. Una parte se centra en el estudio de los materiales híbridos, Honeycomb, propiedades del material, modelos matemáticos, su construcción e uniones. Por otro lado, se muestra el estado del conocimiento en la aplicación de este material en concreto en buques convencionales.

En el Capítulo 3 se expone la metodología de estudio del problema científico, y procedimientos. Se desarrollan los objetivos que suponen un avance en el estado del conocimiento. Se desarrollan los modelos de sustitución de la metodología de estudio *Basado en Reglas* y se estudian la disposición de primarios y uniones



## CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

---

de los paneles en la estructura mediante métodos de cálculo directo, *Rationally Based*. Además se realiza el primer estudio de superestructura en función de las sociedades de clasificación más importantes. Se estudia y compara mediante modelos numéricos las simplificaciones del problema.

En el Capítulo 4, basándose en los capítulos anteriores, se define el sistema de construcción nuevo, comparando mediante métodos numéricos la manera actual de construcción con la metodología de *panelado* que se estudia en la tesis. Se detalla también la metodología de equivalencia de panel con sus modos propios de fallo.

En el Capítulo 5 se realizan los estudios locales de la construcción panelada, en este caso el elemento a determinar y no estudiado hasta el momento es la unión panel-elementos primarios, se definen los objetivos del análisis, metodología e hipótesis de partida. Mostrando las teorías matemáticas utilizadas, y los métodos de optimización.

En el Capítulo 6 se realiza la optimización topológica, se muestran los parámetros de entrada y salida obteniendo un resultado que posteriormente será utilizado para las siguientes simulaciones numéricas.

El resultado del capítulo anterior se utiliza en el Capítulo 7, este punto de partida se parametriza, y se optimiza en función de parámetros geométricos, realizando un análisis en 2D y 3D lineales.

En el Capítulo 8 se realiza el mismo ejercicio anterior pero esta vez se tienen en cuenta las no linealidades del problema, estudiando el adhesivo y posible despegue de la unión.

El Capítulo 9 presenta el ensayo de la pieza resultado del análisis realizado en el laboratorio de ensayos destructivos de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, este ensayo se realizó en 10 especímenes de los cuales se recogen los resultados obtenidos y las variaciones con el modelo numérico.

Por último, el Capítulo 10 presenta las conclusiones más importantes de la investigación y el trabajo futuro a realizar para la integración de este elemento y

## 1.5. ORGANIZACIÓN DE LA TESIS DOCTORAL

---

sistema en la construcción naval.

# Capítulo 2

## ESTADO DEL ARTE

### 2.1 Métodos de construcción: Morfología

Para definir el sistema de construcción se necesita estudiar como funcionan los dos sistemas actuales, como transmiten las cargas y cuales son las diferencias entre ambos. Para ello se definen los sistemas de la siguiente manera.

#### 2.1.1 Sistema estructural longitudinal

El sistema longitudinal se caracteriza por disponer los elementos ordinarios en sentido longitudinal [20], haciendo que la carga se transmita desde la plancha al reforzado ordinario, y desde ahí se transmita a los elementos primarios transversales, los baos (Figura 2.1).

Esta es la caracterización fundamental de esta tipología de estructura, cuando se analizan mediante modelos de elementos finitos en barras, emparrillados o pórticos en 3D los elementos a cargar son los primarios transversales ya que recogen en última instancia toda la carga.

## 2.1. MÉTODOS DE CONSTRUCCIÓN: MORFOLOGÍA

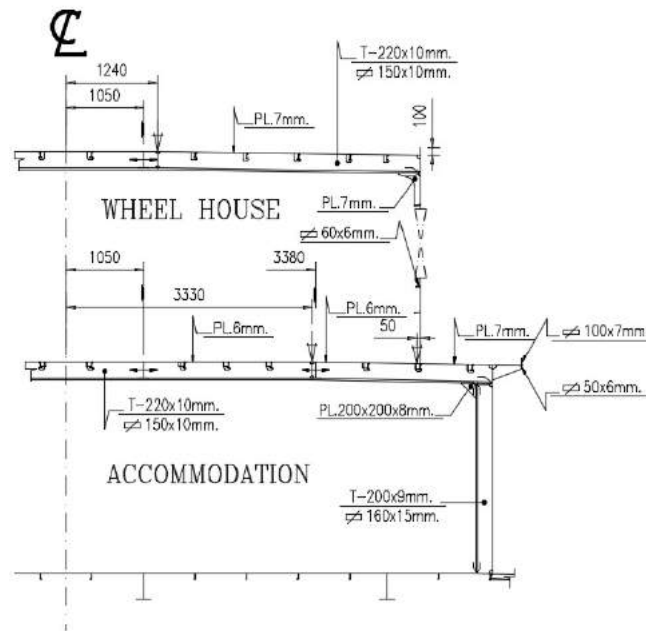


Figura 2.1: Estructura longitudinal tipo. Fuente: SENER

La estructura longitudinal reduce el peso del buque, ya que los elementos longitudinales ordinarios además de soportar las cargas locales también contribuyen al módulo resistente de la sección junto con las chapas, y este módulo resistente tiene que ser capaz de absorber los esfuerzos del buque viga.

### 2.1.2 Sistema estructural transversal

Este sistema es el más tradicional y se caracteriza por disponer los elementos ordinarios en cuaderna [20], haciendo que la carga en última instancia se distribuya en los elementos primarios longitudinales, las esloras.

En el módulo resistente, buque viga, solo podemos añadir los elementos contributivos, por lo que las cuadernas no se pueden añadir y solo contribuyen las chapas a las que están soldadas, por lo que el módulo tenemos que compensarlo con un incremento de escantillón en las chapas de forro y cubiertas.

En cierto tipo de buques se ha tomado la determinación de utilizar un sistema mixto de los dos anteriores, se utiliza el sistema transversal en el forro y sistema

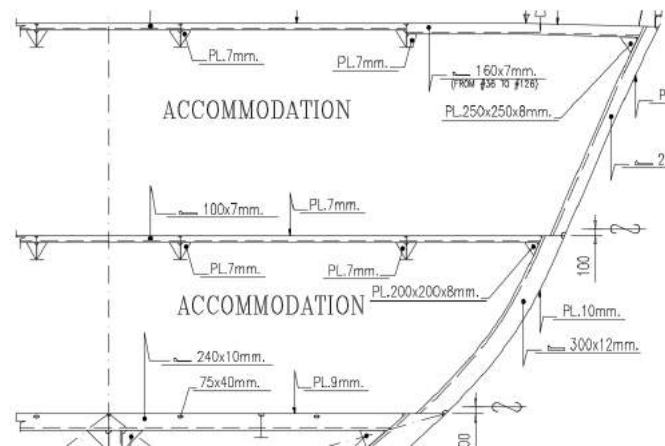


Figura 2.2: Estructura Transversal tipo. Fuente: SENER

longitudinal en cubiertas. Este sistema mixto es el que se suele utilizar en la construcción de las superestructuras.

## 2.2 Métodos de cálculo

El análisis de las estructuras marinas se caracteriza de diferente manera por el sistema de construcción, disponemos de distintos tipos de carga a los que está sometida la estructura, cargas globales, locales, cíclicas, etc., las más importantes son las globales, que provocan los momentos de arrufo y quebranto a los que está sometido el buque, haciendo trabajar en tracción y/o compresión a las cubiertas, teoría buque viga, existiendo amplia literatura al respecto [42, 57, 7, 51]. Después las cargas locales, cargas debidas al destino de la cubierta en cuestión, acomodación, carga seca, unitaria, etc., Estas fuerzas debemos ser capaces de soportarlas durante toda la vida del buque; de esta forma tendremos distintos tipos de análisis dependiendo de las cargas aplicadas al material y sus estados últimos.

Como se expuso con anterioridad, los sistemas que se utilizan en la construcción naval son el sistema longitudinal y el sistema transversal.

El sistema longitudinal, el nombre del sistema proviene de la orientación de los elementos ordinarios, los dispone en sentido longitudinal de las cubiertas del

## 2.2. MÉTODOS DE CÁLCULO

---

buque, de popa a proa, de esta forma contribuyen al cálculo de la inercia de la sección transversal, al ser continuos en al menos un 40 % de la eslora. Mejorando el comportamiento y optimizando el acero utilizado en la construcción del buque.

El cálculo entre los dos sistemas es distinto, cuando se calcula una estructura longitudinal las cargas fluyen desde el panel, al refuerzo ordinario y de este a los primarios. Por lo que en el emparrillado de cálculo de los elementos primarios se cargan los baos fuertes y no las esloras. Haciendo más robustos los baos en detrimento de las esloras. En el sistema transversal los elementos ordinarios no contribuyen al módulo de la sección, por lo que las chapas de cubiertas y forro que son las que contribuyen al módulo de la sección deben ser capaces de dar la inercia necesaria para soportar los momentos de arrufo y quebranto. Las cargas globales no influyen directamente en el cálculo de los refuerzos ordinarios. En este caso en un cálculo de emparrillado los elementos a los que se les aplica la carga, en la modelización, es a los elementos longitudinales fuertes, que son los que en última instancia reciben la carga.

Como regla general, en un cálculo de elementos primarios en cualquier tipo de estructura siempre tendremos que aplicar la carga a los elementos ortogonales a la perfilera ordinaria.

El cálculo de resistencia longitudinal del buque es el que nos va a marcar el tipo de sistema estructural a utilizar, para buques grandes por encima de 200 m, la estructura longitudinal es la que mejor se comporta y la que ahorra más peso. En buques más pequeños, 65 m - 80m [56], aunque algunos autores determinan otras esloras [20], no encontramos tanta ventaja en el peso de la estructura entre los sistemas siendo, constructivamente, más complejo el sistema estructural longitudinal que el transversal.

### 2.2.1 Tipos de diseño

Principalmente, existen dos escuelas con diferentes metodologías de diseño y cálculo, diseño basado en reglas (*Rules based design*), y diseño estructural de base racional (*Rationally based Structural design*). Hoy en día está introduciéndose una nueva vía de cálculo más relacionada con el offshore [18] y las energías renovables marinas, DNV, BV y Lloyds Register [40] ya la implementan, y es el Diseño basado

en riesgos (*Risk Based Design*)[52]. Si bien cualquiera de ellas es válida para la certificación de un buque, lo cierto es que las tres están relacionadas entre sí, las dos últimas incluyen el diseño basado en reglas. Por lo que la certificación de cualquier estructura nueva pasa por un Diseño basado en reglas.

### **Diseño Basado en Reglas - *Rules Based Design***

Los buques históricamente se calculan mediante la aplicación de las reglas de las sociedades de clasificación, la formulación empleada así como los métodos dependiendo de los distintos tipos de buque, se corrigen con valores estadísticos que provienen de las bases de datos de las mismas, y en base a unas inspecciones periódicas del barco, teniendo completa visión de toda su vida, desmantelamiento y desguace. Cuando se encuentra una debilidad durante la vida de los buques, las reglas se ajustan. *The International Assotiation of Class Societies (IACS)* se preocupa de que las reglas de las sociedades miembro sigan unos estándares comunes mínimos. Si bien la formulación y métodos entre ellas difiere en magnitudes y cálculos, cuando un barco se clasifica con una sociedad de clasificación, automáticamente es aceptado el cambio a otra sociedad de clasificación que se encuentra en IACS [29], denominado cambio de clase.

Una de las áreas, en la que todavía no están de acuerdo los miembros de IACS, son los incrementos por corrosión, algunas de ellas los tratan directamente implícitos en su formulación, mientras que otras explícitamente, e independientes del cálculo de resistencia, IMO y IACS están actuando para la unificación de criterios, pero a día de hoy no se ha llegado a ningún acuerdo.

Se exponen metodologías de cálculo, dependiendo de la zona y del tipo de buque. Todas las estructuras marinas que salen a la mar por encima de 24 m de eslora tienen que estar clasificadas, no directamente, pero si como obligación subsidiaria a la hora de obtener los seguros y aprobaciones de las Autoridades, ya que estas últimas tienen muchas de las disciplinas delegadas en las Sociedades de clasificación. A medida que la tecnología avanza, y el cálculo computacional permite realizar modelos más complejos, poco a poco, este método empieza a ser permeable a formas de cálculo de los otros dos.

### Diseño Estructural Racional - *Rationally-Based Structural Design*

Debido a la aparición de las nuevas herramientas informáticas para el cálculo de estructuras, surge una corriente de ingenieros que empiezan a no calcular mediante los valores estadísticos que nos piden las reglas, [27]. Actualmente no todas las Sociedades de Clasificación aceptan los valores y resultados de análisis directos, si bien muchas lo están implementado paulativamente en parte de su cálculo a partir del año 2002.

Esta metodología de cálculo se aplicó por primera vez en la industria aeronáutica y aeroespacial, y la mejor manera de definirlo es la que da el propio Hughes en su libro [28]:

*«Design which is directly and entirely base on structural theory and computer-based methods of structural analysis and optimization, and which achieves an optimum structure on the basis of a designer-selected measure of merit.»*

(Owen Hughes, 2009)

Las sociedades que aceptan estos cálculos imponen criterios de aceptación dependiendo del límite elástico del material, zona de estudio y coeficientes de seguridad.

### Diseño basado en Riesgo - *Risk Based Design*

Esta metodología de cálculo [52], al igual que ocurre con la anterior, se está introduciendo debido a los últimos accidentes ocurridos, (*Herald of Free Enterprise* 1987, *Exxon Valdez* 1989, *Scandinavian Star* 1990, *Estonia* 1994, *Erika* 1999, *Express Samina* 2000, *Prestige* 2002, *Deepwater Horizon* 2012, entre otros) y que conllevan consecuencias referentes a la vida humana, propiedades y medioambiente.

Esta mucho más desarrollada en el campo offshore, pero se introduce poco a poco entre los buques en las sociedades de clasificación. Se identifican las cotas de seguridad a alcanzar, los posibles focos de riesgo, y mediante escenarios y probabilidades de ocurrencia frente a daños o supervivencia determinada, se realizan tablas y análisis para alcanzar las metas propuestas. Esta metodología de cálculo en buques influye más al funcionamiento de los sistemas que al cálculo estructural.



Una vez realizado el conceptual, se realiza un estudio de identificación de Peligros (HAZID), en el que todas las partes involucradas; diseñador, armador, astillero, y suministradores, realizan una reunión en la que se identifican todos los riesgos, se asigna a cada uno, una probabilidad de ocurrencia, y una gravedad, dependiendo del impacto en vida humana, o daño medioambiental y/o material. Una vez identificados se disponen acciones a realizar por los presentes para solventar o mitigar las posibles consecuencias.

### 2.3 Astillero

Debido a la complejidad de construcción de un buque, este se divide en bloques prearmados que se ensamblan en grada. Estos bloques prearmados se montan en los talleres ensamblando paneles, previas, y sub-bloques, la construcción se realiza invertida, el bloque se construye boca bajo debido a que se sustenta sobre superficies lisas, y la soldadura de los elementos ordinarios es mucho más barata en horizontal que a cornisa. En este momento también se hace el montaje de la tubería, previamente rutada para interferir lo menos posible con la estructura ordinaria y primaria. Posteriormente, el bloque se voltea para disponerlo en la posición correcta de montaje, esta maniobra es una de las fases más delicadas de la construcción, ya que cualquier error puede dejar inservible el bloque.

Básicamente esta construcción se realiza mediante la fragmentación del buque en diversas secciones, llamadas bloques, la introducción de CAD ha conseguido que esta construcción sea más eficiente y mucho más integrada con los sistemas del buque, consiguiendo que los bloques lleguen más prearmados al montaje.

La estrategia constructiva es la parte más importante en la organización de los astilleros, adaptándose astilleros y estrategia a los sistemas de trabajo [4], flujos de materiales, talleres, y preparación de elementos. Los últimos avances en los procesos de producción permiten un rediseño y adaptación de las distintas metodologías [37], método SLP<sup>1</sup> que relaciona áreas de producción y el AHP<sup>2</sup> que

---

<sup>1</sup>*Systematic layout planning*, Se analizan las posibles combinaciones de flujos de material, generando combinaciones entre las áreas relacionadas, dando un peso a cada combinación para evaluar.

<sup>2</sup>*Analytical Hierarchy process*, se selecciona un meta y criterios para conseguirla con diferentes soluciones comparando nivel por nivel de estudio

## 2.3. ASTILLERO

---

selecciona metas.

Estas adaptaciones de los astilleros están siendo más versátiles y optimizadas mediante modelos de simulación por ordenador [1][36]. Reduciendo costes de producción.

Dentro de los procesos del astillero, la Figura 2.3 resume una línea común de todos ellos, relacionando producto con proceso.[50]

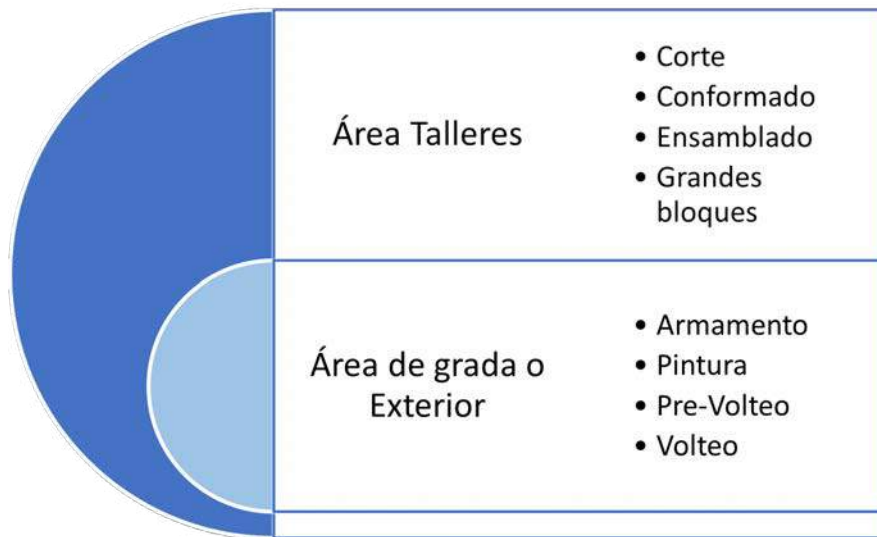


Figura 2.3: Procesos del astillero.

Dentro de cada una de las áreas tenemos unas capacidades y facilidades, se muestran las correspondientes a un astillero de gran tamaño [32], en los astilleros pequeños y medianos el proceso es el mismo pero más simplificado.

## CAPÍTULO 2. ESTADO DEL ARTE

En taller					
Proceso de construcción	Corte	Conformado	Sub.asem	Uni.Asem.	Gran Asem.
Capacidades por área	Stock area	Stock area	En taller Zonas de Ensamblado Línea de ensamblado		
Instalaciones	Principales	Maq de corte	Prensa, plegadora	Instalaciones de soldadura (recurso critico) dependiente del peso de bloques	
	Auxiliares	Capacidades las grúas pórticos Transporte, toros mecánicos, etc.			

Tabla 2.1: Capacidad y recursos del Astillero (I).

Fuera de taller				
Proceso de construcción	Calderería	Pintura	Pre-volteo	Volteo
Capacidades por área	Fuera de taller			
	Área de calderería	Área de pintura	Área de PE	Grada/dique
Instalaciones	Principales	Nada en especial, las capacidades dependen del área		
	Auxiliares	Grúa de torre o brazo	Grúas de alta capacidad	
		Transporte, toros mecánicos, etc.		

Tabla 2.2: Capacidad y recursos del Astillero (II).

Los factores de influencia en la disposición del astillero son:

- Rango de buques a construir
- Espacio requerido para los procesos
- Espacio disponible
- Cantidad de automatización
- Materiales
- Métodos de construcción empleados

Realizando cambios en la producción, como por ejemplo el tradicional ensamblaje de bloques por un método ajustado de flujo, se reducen considerablemente plazo y costes [32].

Hoy en día no está implementado a nivel global en los astilleros un sistema de construcción que permita la utilización de paneles.

### Estrategia de re-diseño

Cuando debido a un cambio de demanda, o línea de construcción un astillero tiene que modernizarse, tienen que responderse las siguientes cuestiones además de los anteriores factores; ¿cuál es el producto?, ¿cuál va a ser la producción anual?, y ¿cuáles son los niveles de eficiencia en los proyectos actuales y futuros?.

## 2.4 Materiales Híbridos

La utilización de los materiales compuestos en el ámbito naval, desde un punto de vista constructivo a gran escala, no ha pasado de las embarcaciones de recreo, alguna reparación local, o revestimientos en tanques [38].

Actualmente, se está estudiando la utilización de este material sándwich (no solo metálicos) en la estructura marina, la línea de las investigaciones en el campo pasan por una sustitución completa de los elementos del buque, plancha, ordinarios y primarios.

El mayor problema que se encuentra es la unión soldada de los elementos de panel, conexiones panel-panel, panel-plancha, conexiones en tres dimensiones (en T). Actualmente, estas cuestiones se solucionan en sándwich metálico mediante una soldadura bastante costosa por láser.

Las uniones panel-panel se realizan de diversas formas [12] dependiendo de la geometría de la unión, en uniones al mismo plano se están estudiando geometrías circulares o en doble T intersticiales de unión según muestra la Figura 2.4, o solapamientos exteriores, siempre soldados mediante láser, este tipo de uniones presenta los inconvenientes de la cualificación del soldador y del ambiente controlado del proceso.

En las soldaduras tipo T se presentan problemas específicos de soldadura, sobre todo debido a que los núcleos entre sí no se pueden unir, ya que quedan inaccesibles.

Como las uniones estudiadas, y el reforzado estudiado a día de hoy por los investigadores son mediante la soldadura láser, al ser directamente toda la

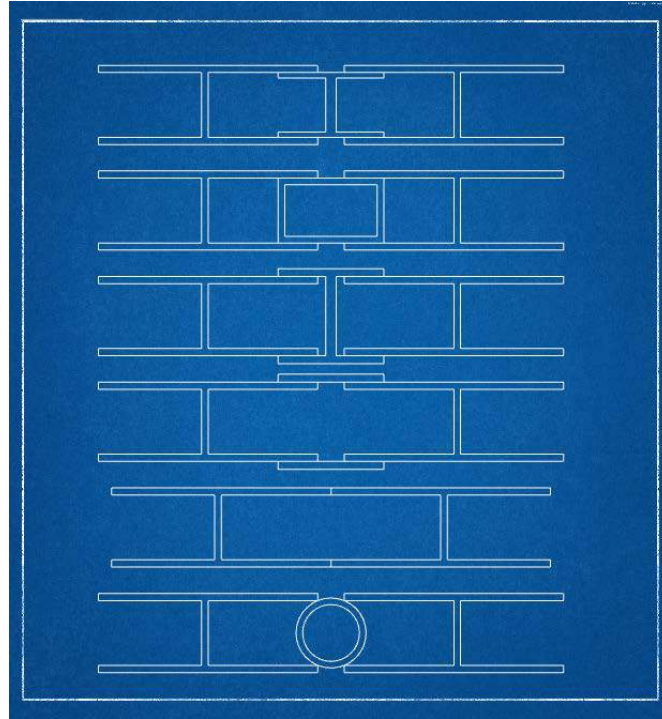


Figura 2.4: Uniones de panel.

estructura fabricada en panel sándwich, hace que el proceso de soldadura sea costoso y con problemas específicos no convencionales [34], además no todos los astilleros disponen de personal formado para este tipo de soldadura.

Como añadido las uniones en T pueden sufrir distorsiones debidas al calor, las pieles del sándwich son muy delgadas por lo que las temperaturas alcanzadas durante el proceso de soldadura provocan deformaciones en piel y núcleo que no son deseables. La no homogeneidad de los materiales hace que esa transmisión del calor no sea homogénea y puedan aparecer concentraciones de tensiones locales.

Dentro de los materiales híbridos, se han hecho aproximaciones desde las Sociedades de clasificación, Lloyd's Register con una tentativa de reglas en 2006, y hoy en día DNV empieza a desarrollar su propia reglamentación. Pero estas dos reglamentaciones solo contemplan pieles en acero y núcleos constituidos por elastómeros, solamente utilizadas para la reparación de buques existentes y no la construcción desde cero.

## 2.4. MATERIALES HÍBRIDOS

---

Cuando tratamos de utilizar un material híbrido en una cubierta, se realizan análisis caso por caso. Ralentizando el proceso de inclusión de estos materiales en la industria naval.

### Valoración del material

Las principales ventajas [35] del uso de paneles sándwich son:

- Buena relación entre rigidez y peso.
- Mayor altura libre disponible para los sistemas de tuberías que se disponen bajo cubierta.
- Mayor luz entre elementos de soporte debido a una mayor longitud de soportado propio sin reforzado intermedio, lo que provoca una reducción de puntales.
- Reducción del tiempo de montaje, los paneles llegan prefabricados.
- Buenas propiedades a impacto.

Sin embargo, las principales desventajas [43] deben de estar presentes:

- Mayor coste del material.
- Mayor complejidad en diseño y validación. Se traduce en un proceso de certificación de mayor tiempo.
- Un diseño más complejo en las aberturas para paso de tuberías.
- La baja experiencia de los equipos de soldadores en los astilleros.
- La reestructuración de la cadena de ensamblaje del astillero.
- La falta de datos e información que sostenga los beneficios del panel en sándwich en comparación con el material actual.

### 2.4.1 *Honeycomb*. Propiedades mecánicas

#### Introducción Materiales Sándwich

Las estructuras sándwich se utilizan en diferentes ámbitos de la ingeniería, aviación, automovilística, construcción civil y por su puesto naval. La aplicación se realiza en elementos de alta eficiencia [9][10]. En la industria naval se utiliza sobre todo en fibra y cuando necesitamos una alta capacidad de resistencia frente a un peso muy pequeño, Yates de carreras. Estas aplicaciones suelen ser a elementos de muy alta tecnología, salvo en los buques convencionales que queda la mayor parte de los sándwich metálico para mamparos decorativos. El panel sándwich se diferencia del monolítico en múltiples aspectos, geoméricamente consta de dos pieles muy delgadas y un núcleo de baja densidad que consigue que el momento de inercia del panel aumente considerablemente frente al del material monolítico con muy poco incremento de peso.

Los paneles sándwich tienen una infinidad de combinaciones y configuraciones de materiales con núcleos, FRP, GRP, metálicos [43][48]; si bien todo el proceso de optimización y cálculo de la tesis es extrapolable a casi cualquier material combinado en sándwich metálico y no metálico, el estudio de optimización se centra en pieles de acero y núcleo de aluminio, utilizando los gráficos [6] y procedimientos de selección de Ashby [5], mientras que los ensayos de laboratorio, y su simulación numérica propia se realizan con un material híbrido distinto, Mateglass. Para la selección del material deben tenerse en cuenta distintas consideraciones, estructurales y ambientales.

#### Consideraciones estructurales

**Resistencia:** Algunos paneles de núcleo en celda de abeja, y los propios materiales de las pieles tienen propiedades direccionales, y tienen que instalarse de acuerdo a la orientación del panel para beneficiarse lo más posible de sus propiedades.

**Rigidez:** Las estructuras de sándwich se usan para maximizar la rigidez a pesos muy bajos. Debido a al bajo modulo a cizalla de los núcleos, los cálculos a flexión deben tener en cuenta deformaciones a cortante.

## 2.4. MATERIALES HÍBRIDOS

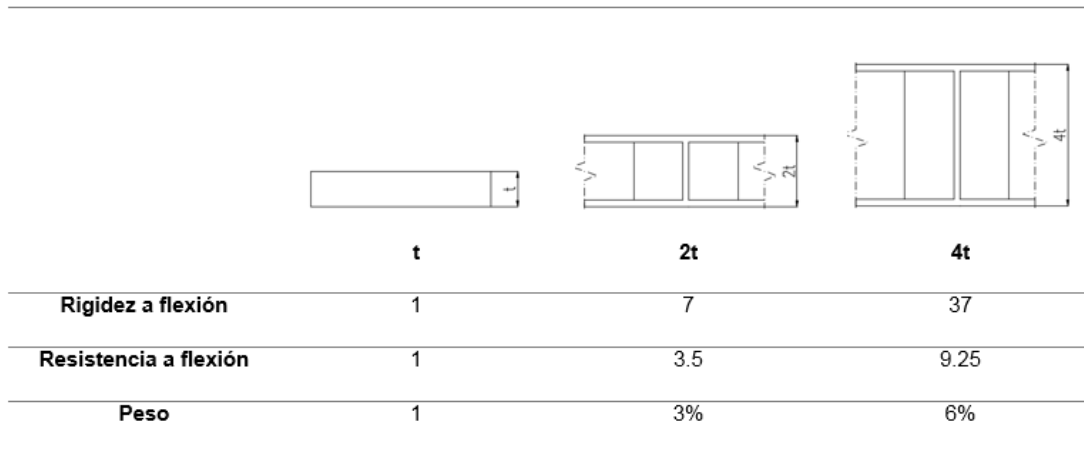


Figura 2.5: Valores relativos de rigidez y resistencia de sandwich en celda de abeja.

**Adhesivo:** No se utilizan adhesivos de baja adherencia, debe unir rígidamente el núcleo y las pieles para que las cargas se transmitan de una cara a la otra. Los adhesivos utilizados incluyen materiales de alta resistencia y alto módulo de despegue.

### Consideraciones ambientales

Las consideraciones ambientales de trabajo incluyen temperatura, inflamabilidad, transmisión de calor, ambiente húmedo y presencia de gases o disolventes. Estos factores serán importantes en la elección del material según la disposición del espacio de trabajo.

### 2.4.2 Elección

Entre ellos nos vamos a centrar en los materiales en núcleo en celda de abeja, comúnmente llamados *Honeycomb*. En la Figura 2.5 [11] se puede observar como un material en celda de abeja aumenta su rigidez prácticamente sin aumentar su peso.

Entre el núcleo de aluminio y las pieles de acero se encuentra en adhesivo, representado en verde en Figura 2.6, que es capaz de transmitir las cargas de



flexión y cortantes desde las pieles al núcleo y viceversa.

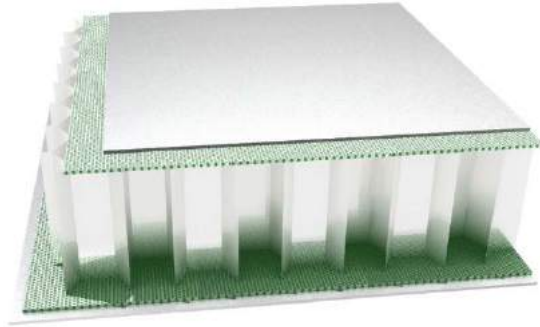


Figura 2.6: Construcción en sándwich con núcleo de celda de abeja.

Estos materiales ya están certificados y habilitados para su uso en ambiente marino, y los datos utilizados para los cálculos están tomados directamente del fabricante certificado.

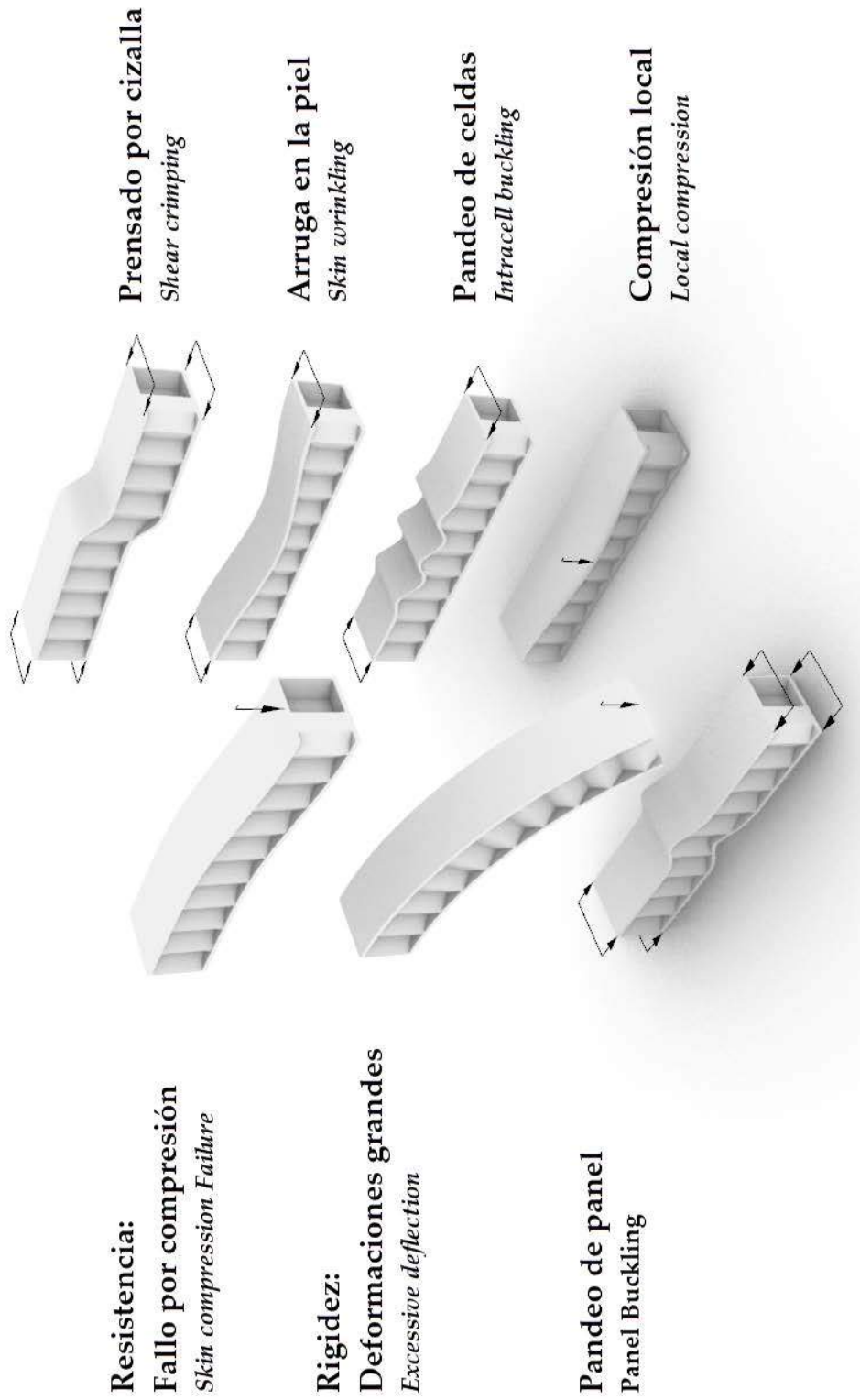


Figura 2.7: Específicos del material.

### Modos de Fallo

La formulación de cálculo de estos paneles puede consultarse en el Subsección 4.3.1, ya que los modos de fallo de este tipo de material no son los mismos que los del acero, Figura 2.7<sup>3</sup>.

Se considera un panel en voladizo con una carga aplicada en el extremo libre, Figura 2.8. La carga aplicada genera un momento flector máximo en el empotramiento, y una cortante a lo largo del panel. El efecto en las pieles del sandwich son, una tensión en la lámina superior y compresión en la inferior, el núcleo transmite la cortante entre ambas pieles. La deformada total consta de dos componentes una debida a la flexión de la viga y otra a la cortante.

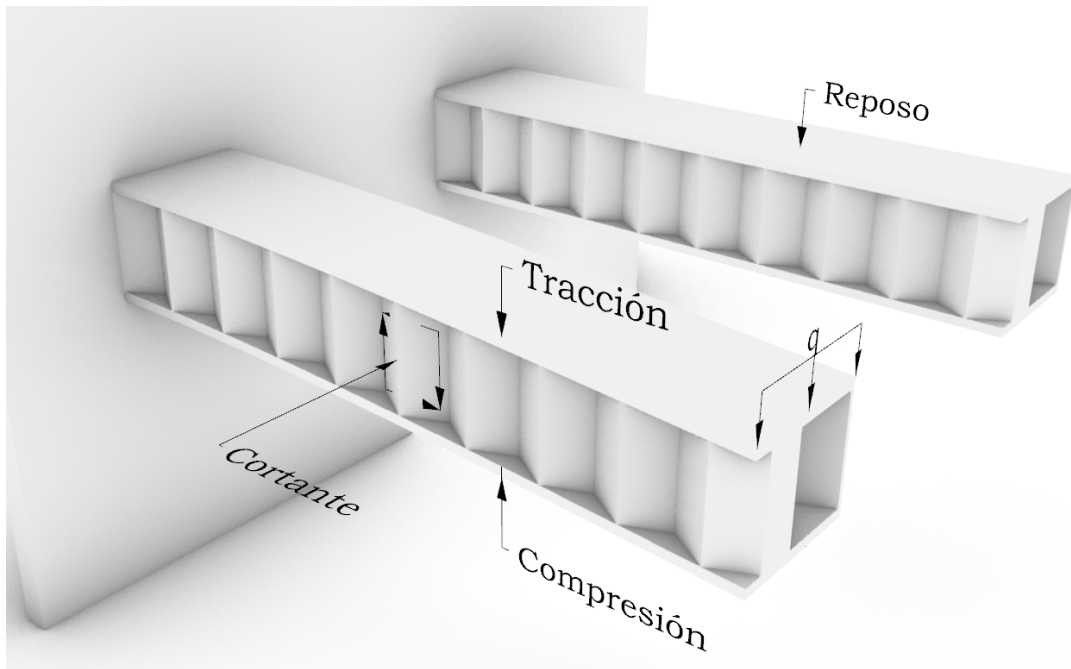


Figura 2.8: Panel en voladizo.

---

<sup>3</sup>Fuente Imágenes: Elaboración propia.

## 2.5 Resumen

Se ha presentado el estado del arte en los sistemas de construcción naval, tanto para el cálculo de las estructuras como para la construcción de las mismas en astillero. Así mismo se han presentado los materiales híbridos a estudiar, y sus características. Todos estos elementos estarán directamente involucrados en el desarrollo de la presente tesis.

En relación a los materiales híbridos, se ha prestado especial atención a los materiales en sándwich metálico con núcleo en celda de abeja, en como mejora la resistencia y rigidez a flexión con aumento muy bajos de peso. Además, estos materiales ya se encuentran certificados para ambiente marino.

## Capítulo 3

# SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

### 3.1 Introducción

Para definir el sistema primero se deben conocer las cualidades que tiene que tener, el sistema de construcción debe adaptar el nuevo material a los elementos resistentes de una forma homogénea, sin discontinuidades. Para facilitar la construcción debe ser modular, y debe poder ser integrado en la cadena de montaje de un astillero con el menor impacto posible, tanto en certificación de personal como en tiempo de espera. Además, tiene que poder sistematizarse la metodología de cálculo para que las sociedades de clasificación puedan aligerar sustancialmente el proceso de certificación. Entre estas cualidades se encuentran las desventajas enumeradas entre, los materiales híbridos y los convencionales en el Capítulo 1, salvando estas desventajas se podrá competir con el material convencional de construcción que es el acero.

## 3.2 Definición del sistema

Antes de definir el sistema, primero se debe entender cómo trabaja un sistema convencional, como se ha expuesto, la carga aplicada a la superficie se transmite a los elementos ordinarios, y desde estos, a los elementos primarios con los que se cruzan, así en el sistema longitudinal, los elementos que se llevan la carga en última instancia son los baos fuertes, y en un sistema transversal, las esloras.

Por lo que el orden de cálculo viene determinado por el sistema, primero las superficies, definiendo su espesor, después los elementos ordinarios, calculando su módulo y escogiendo un perfil comercial, y finalmente los elementos primarios, definiendo una sección armada, en este caso decidiendo la altura, y espesor del alma y en ancho y espesor del ala, Figura 3.1. La elección de los elementos primarios y, ordinarios quedan a discreción del diseñador en base a criterios de fabricabilidad, stock o peso.

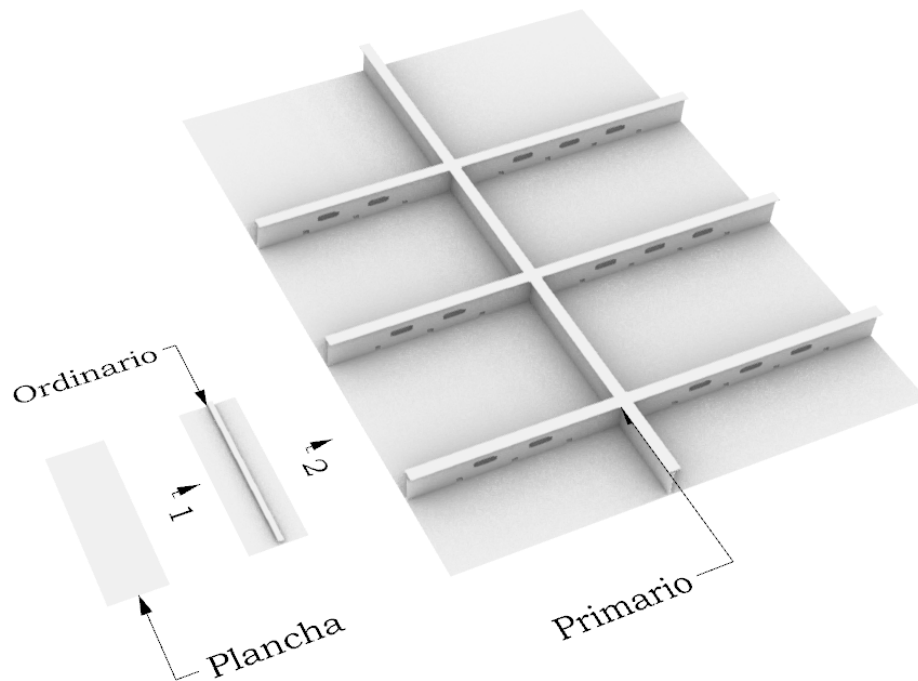


Figura 3.1: Flujo de cálculo en estructura convencional.

### CAPÍTULO 3. SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

---

Para que los elementos ordinarios sirvan de apoyo real a los elementos ordinarios, las sociedades de clase limitan la altura del elemento primario en un mínimo de 2,5 veces la altura del ordinario.

Por lo que un sistema panelizado es, en base un sistema estructural en el que los elementos ordinarios no son necesarios, quedando los paneles directamente soldados a los elementos primarios, permitiendo una construcción sencilla y minimizando peso. Atendiendo al cálculo, el orden será el mismo, con algunas salvedades, al no disponer de elementos ordinarios, se calcula el panel, y este es el que reparte la carga a los elementos primarios según su geometría, esta característica hace que el cálculo de los elementos primarios no sea el convencional en cuanto a la aplicación de las cargas, ya que el panel distribuye la carga tanto a los primarios longitudinales como transversales, Figura 3.2.

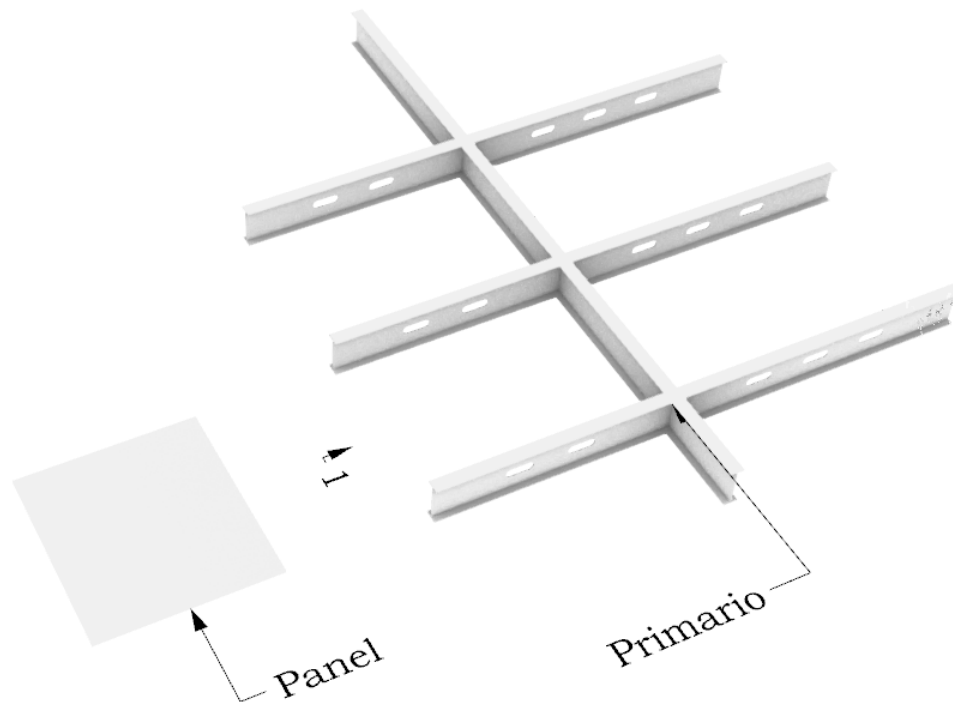


Figura 3.2: Flujo de cálculo en estructura panelizada.

En cuanto a la construcción, el sistema constara de dos fases, la construcción y soldadura de los elementos primarios soporte, y posteriormente la soldadura de

los paneles sobre el almacén. Difiere considerablemente de la construcción actual, siendo uno de los puntos fuertes del sistema, se puede construir con el bloque volteado y en un menor tiempo que cualquiera de los sistemas actuales.

## 3.3 Calculo de los paneles híbridos

Este cálculo se puede realizar mediante calculo directo, o mediante sustitución [21], [6]. Este último es el que se va a utilizar, como primer paso se va a realizar un cálculo de espesores de plancha mediante las reglas de las Sociedades de Clasificación, y posteriormente el resultado será utilizado para la sustitución definiendo el panel, finalmente se comprobará que soporta sus correspondientes modos de fallo particulares, definidas en el capítulo anterior.

La geometría del buque, aceleraciones, cargas y movimientos se referencian a un sistema de coordenadas dextrógiro en el cual el origen se encuentra en la intersección entre el plano de crujía, la línea de base y la perpendicular de popa. Los ejes X, Y y Z se toman en dirección positiva hacia proa, babor y puntal. De acuerdo a los estándares internacionales [41],[54], [19]. El sistema a utilizar en todos los cálculos será el Sistema internacional de medidas (*SI*).

Como primer paso se calculan los espesores de cubierta, y mamparos de una superestructura cualquiera mediante el cálculo basado en reglas y calculo directo. Estos resultados dependerán de distintos parámetros, tales como el tamaño del buque y sus parámetros principales, la geometría de la estructura, separación de cuadernas, y separación de primarios. A continuación, se exponen los análisis realizados.

### 3.3.1 Método Basado en Reglas

Para el cálculo por reglas inicialmente se seleccionan tres sociedades de Clasificación, Lloyds Register of Shipping, Bureau Veritas y Det Norske Veritas (de aquí en adelante LRS, BV y DNV-GL, respectivamente). Los siguientes parámetros son los que se han considerado para los cálculos: L, B, T, D, CB. Para el calculo de los espesores de plancha por medio de las sociedades de clasificación



deberemos seguir los siguientes pasos, primero calcular el espesor mínimo de las planchas, este espesor solo depende de los parámetros geométricos de las mimas y del buque, posteriormente se calcula el espesor debido a las cargas a las que está sometida, y por último se realiza un chequeo de pandeo. El resultado siempre será el espesor mayor de los tres.

### Parámetros geométricos del buque

Eslora de escantillonado del buque (L); como los barcos se suelen dividir en varios segmentos, de hasta 65 m de eslora, desde 65 m hasta 170 m de eslora, y por encima de 170m, se toma un buque de 65 m de eslora para estar en el límite superior de los más pequeños, y 170 m para los buques grandes. El intervalo de 170 m en adelante se descarta, ya que las sociedades de clase obligan a un análisis directo, y estaría en igualdad de condiciones que los sistemas tradicionales.

Los cálculos de aceleraciones en las reglas están directamente relacionados con la eslora de escantillonado, y la posición del elemento de estudio dentro del barco.

El resto de los parámetros considerados, Manga de trazado (B), Calado (T), coeficiente de bloque (CB) y la velocidad se fijan para cada eslora. Los dos buques muestra en cada uno de los límites de los intervalos antes definidos se pueden ver en Tabla 3.1.

		Caso 1	Caso 2
<b>L</b>	m	65	170
<b>B</b>	m	15	34
<b>T</b>	m	5.15	10.45
<b>D</b>	m	6	20.6
<b>CB</b>	-	0.65	0.8

Tabla 3.1: Propiedades geométricas de buques de estudio.

Las velocidades de los buques consideradas para el cálculo se encuentran entre 10 y 22 nudos, se toma como límite la velocidad de 22 nudos, ya que a más velocidad mayores son las aceleraciones. Por encima el buque se considera HSC, y están sometidos a otra reglamentación.

### 3.3. CALCULO DE LOS PANELES HÍBRIDOS

---

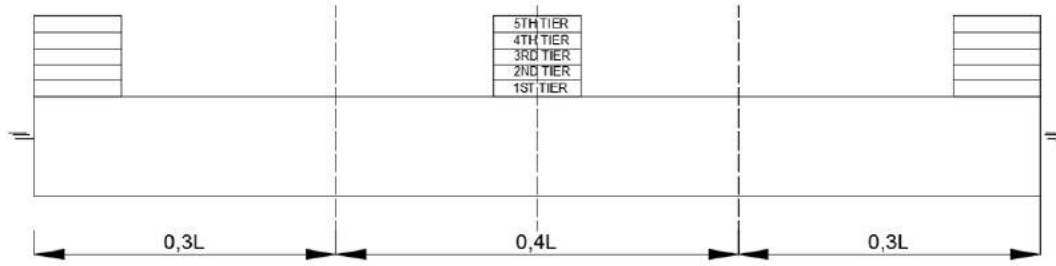


Figura 3.3: Distintas localizaciones de la superestructura a estudiar.

Para la notación de clase de cada buque, se toma la de Navegación no Restringida para todas las sociedades de clase.

#### Localización de la Superestructura

Dentro de cada buque, se estudia la superestructura en tres lugares diferentes, a popa, en maestra y en proa (Figura 3.3). El muestreo de puntos nos dará los resultados de aceleraciones y espesores en ellos.

En general, las aceleraciones aumentan cuando la posición en eslora del punto a estudiar esta fuera de los límites de la maestra, esto es fuera del  $0,4L$ . En cuanto a la posición transversal, se consideran puntos en crujía y en toda la manga del barco. En puntal se consideran 5 niveles de superestructura desde cubierta principal de 2.8 m de altura. Los puntos resultantes para el estudio se ven en la Tabla 3.2.

#### Parámetros de las planchas

Se tomó como unidad de cálculo el panel de plancha elemental (EPP)<sup>1</sup>, que depende del espaciado de los elementos primarios ( $l$ ), y del de los elementos ordinarios. El espaciado de los elementos ordinarios ( $s$ ) se incrementa desde el valor 500mm a 800mm en pasos de 50mm., mientras que los elementos primarios

---

<sup>1</sup>EPP: Elementary plate panel, en sus siglas en inglés.

ID	Caso 1			Caso 2		
	$x$	$y$	$z$	$x$	$y$	$z$
1	0	0	7.4	0	0	22.9
2	0	0	10.2	0	0	25.7
3	0	0	13	0	0	28.5
4	0	0	15.8	0	0	31.3
5	0	0	18.6	0	0	34.1
6	0	15	7.4	0	34	22.9
7	0	15	10.2	0	34	25.7
8	0	15	13	0	34	28.5
9	0	15	15.8	0	34	31.3
10	0	15	18.6	0	34	34.1
11	32.5	0	7.4	85	0	22.9
12	32.5	0	10.2	85	0	25.7
13	32.5	0	13	85	0	28.5
14	32.5	0	15.8	85	0	31.3
15	32.5	0	18.6	85	0	34.1
16	32.5	15	7.4	85	34	22.9
17	32.5	15	10.2	85	34	25.7
18	32.5	15	13	85	34	28.5
19	32.5	15	15.8	85	34	31.3
20	32.5	15	18.6	85	34	34.1
21	65	0	7.4	170	0	22.9
22	65	0	10.2	170	0	25.7
23	65	0	13	170	0	28.5
24	65	0	15.8	170	0	31.3
25	65	0	18.6	170	0	34.1
26	65	15	7.4	170	34	22.9
27	65	15	10.2	170	34	25.7
28	65	15	13	170	34	28.5
29	65	15	15.8	170	34	31.3
30	65	15	18.6	170	34	34.1

Tabla 3.2: Muestreo de puntos a lo largo de los buques para el cálculo de aceleraciones.

### 3.3. CALCULO DE LOS PANELES HÍBRIDOS

---

se distribuyen cada tres claras de y cada cuatro claras de cuadernas, por lo que el espaciado de primarios ( $l$ ) varía desde los 2m a los 3.2m, ver Figura 3.4.

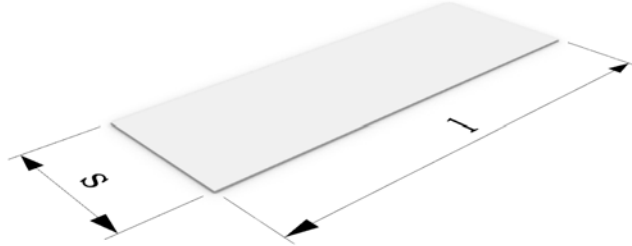


Figura 3.4: Parámetros del panel elemental.

El material utilizado es acero Naval A24, un acero dulce con un límite elástico de  $235N/mm^2$ .

La formulación del cálculo de espesores y refuerzos por sociedad de clasificación tiene una gran componente empírica, ya que estas entidades recopilan datos de buques desde hace más de un siglo, esto hace que se corrijan las fórmulas de cálculo teóricas mediante coeficientes de seguridad, y parámetros que todos los buques que están en servicio deben cumplir.

#### 3.3.2 Método Basado en el Cálculo Directo

Se realizó un análisis estático lineal, ya que en Ingeniería Naval no está permitido que las estructuras entren en régimen plástico. La extensión del modelo fue el EPP, tomando como parámetros variables  $s$  y  $l$ , y el escantillón correspondiente al cálculo por reglas. La malla utilizada es cuadrangular, con cuatro elementos en el lado corto, y la calidad de malla tomo un valor de 0.98 como mínimo. Los elementos utilizados son elementos superficiales con nodos intermedios y uno central, de tal forma que cada elemento está constituido por 9 nodos (Figura 3.5). Elementos cuadráticos.

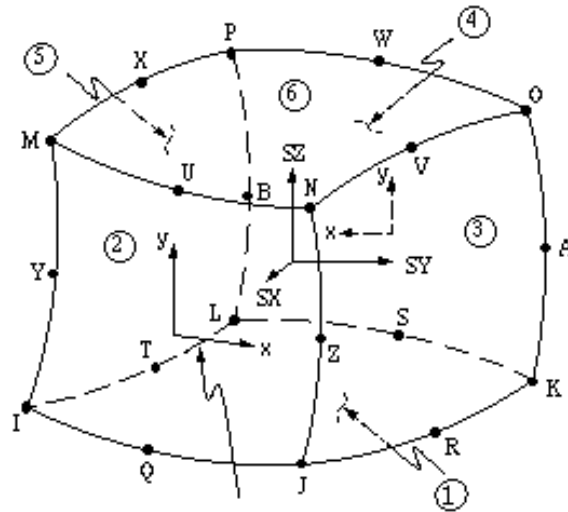


Figura 3.5: Ejemplo de elemento volumétrico con nodos intermedios y uno central.

En cuanto a las condiciones de contorno esenciales, los miembros primarios son considerados como soportes fijos no permitiendo ningún grado de libertad, y los refuerzos ordinarios son considerados como soportes simples, en el que los únicos grados de libertad bloqueados son los desplazamientos. Las condiciones de contorno se resumen en; apoyo simple en el lado largo ( $l$ ) y de empotramiento en el lado corto ( $s$ ), Figura 3.6.

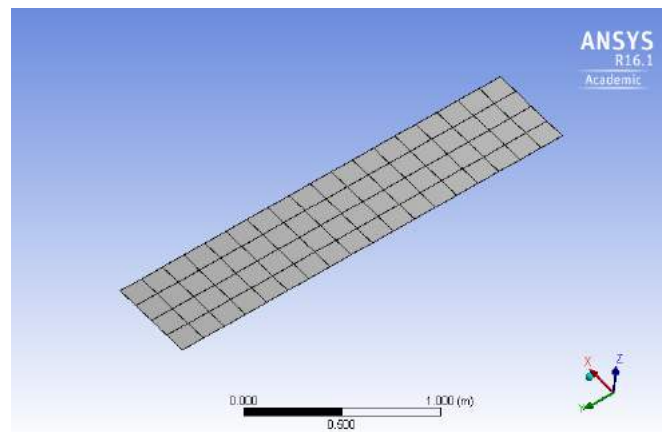


Figura 3.6: EPP modelado para comparativa.

En cuanto a las condiciones de contorno naturales, se utilizaron las cargas

### 3.3. CALCULO DE LOS PANELES HÍBRIDOS

obtenidas de las Sociedades de Clasificación para alojamiento, ya que estamos estudiando superestructura; el modelo incluye carga estática y carga dinámica. La carga se aplicó en toda la superficie del EPP Debido a los resultados del diseño basado en reglas, el cálculo directo se ha realizado con los peores casos de cargas (cargas de cubierta) y la clase más desfavorable (placas más delgadas).

Además, se ha realizado un estudio de pandeo, los dos primeros modos de pandeo para el ejemplo de la Clase 1<sup>2</sup>.

#### Resultados

Los resultados de espesor obtenidos<sup>3</sup> según reglas de sociedad de clase se pueden observar en la Tabla 3.3, Tabla 3.4, y Tabla 3.5.

<i>Resultados en cubiertas</i>	<b>Clase 1</b>	<b>Clase 2</b>	<b>Clase 3</b>
<b>Hasta 65 m</b>	5 a 8 mm	6 a 7 mm	6.5 mm
<b>Hasta 170 mm</b>	5 a 8 mm	7 a 7.5 mm	7.5 mm

Tabla 3.3: Resultados de espesor con formulación de distintas clases de sociedad.

<b>Resultado Mamparos</b>	<b>Clase 1</b>	<b>Clase 2</b>	<b>Clase 3</b>
<i>First Tier (unprotected)</i>	6	6	6
<i>Lowest Tier</i>	5	6	6
<i>Second Tier</i>	5	5	6
<i>Third Tier</i>	5	5	6
<i>Fourth Tier</i>	5	5	6
<i>Five Tier and Above</i>	5	5	6

*Espesores en mm*

Tabla 3.4: Resultado en mamparos en buques de hasta 65m.

<sup>2</sup>Clase 1: Bureau Veritas; Clase 2: Lloyds Register; Clase 3: DNV

<sup>3</sup>Las denominaciones de los niveles de superestructura se han mantenido como el original en la Sociedad de Clase, Inglés.

CAPÍTULO 3. SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

Resultado Mamparos	Clase 1	Clase 2	Clase 3
<i>First Tier (unprotected)</i>	7	7	7
<i>Lowest Tier</i>	6	6	7
<i>Second Tier</i>	6	6	7
<i>Third Tier</i>	6	6	7
<i>Fourth Tier</i>	6	6	7
<i>Five Tier and Above</i>	6	6	7

*Espesores en mm*

Tabla 3.5: Resultado en mamparos en buques entre 65m y 170m.

El valor máximo del lado más largo  $l$  fue el peor caso para el panel de la placa, la Figura 3.7 muestra la variación de espesor a través de diferentes valores de  $s$ .

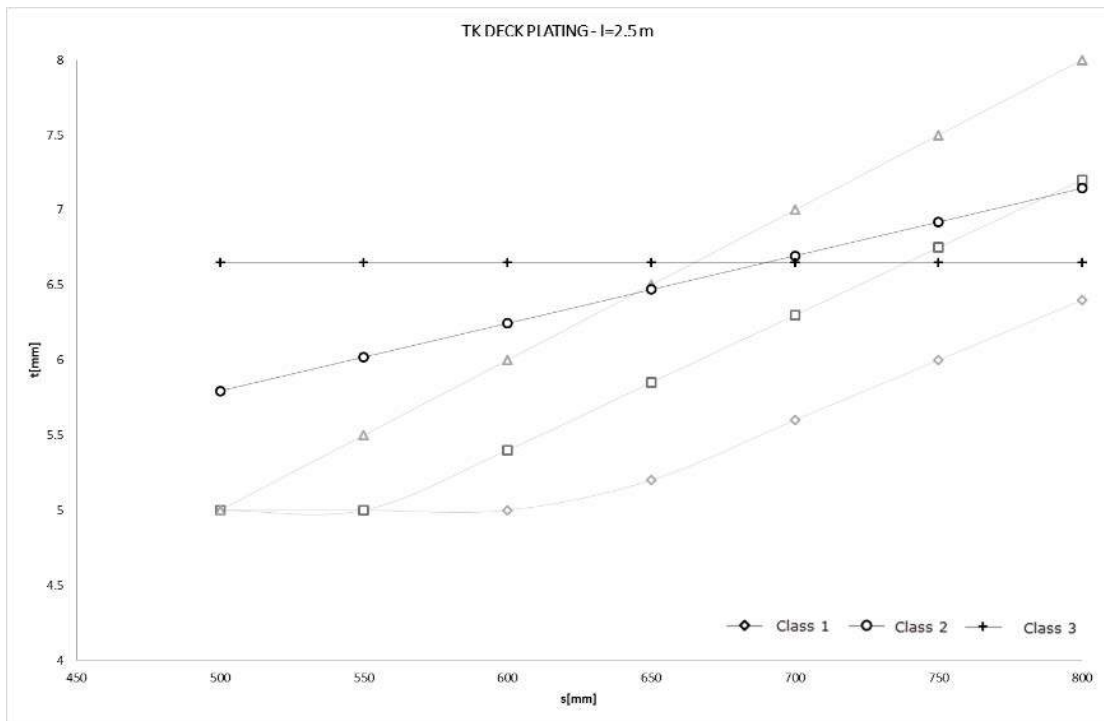


Figura 3.7: Variación del espesor en función de  $s$  - Esloras de 65m.

En la anterior figura se representa el escantillón de planchas de cubierta frente a la separación de elementos ordinarios. La separación entre elementos primarios

### 3.3. CALCULO DE LOS PANELES HÍBRIDOS

también se deja como variable.

La imagen Figura 3.7 representa el espesor de la plancha con el peor caso de separación de primarios. Siempre en buques de esloras de hasta 65m.

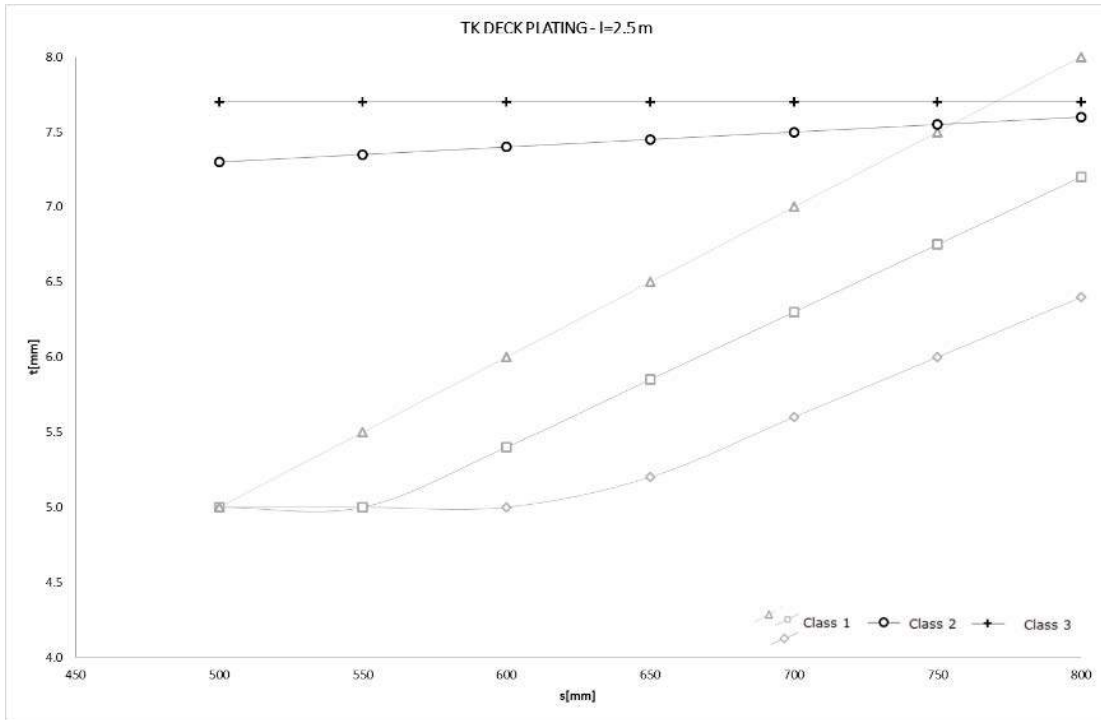


Figura 3.8: Variación del espesor en función de  $s$  - Esloras de 170m.

Misma figura con esloras de hasta 170 m. Nótese que los gráficos en gris pertenecen a la *Clase 1*.

Estos valores dependen del propósito del espacio a estudiar, ya que la carga a aplicar dependerá del destino del mismo, de menos a más carga, camarotes, habitaciones grandes con mobiliario fijo, tales como salas de juego u hospitales, y por último los más cargados que son los espacios públicos más grandes, restaurantes, recepciones, cines, etc.

En cuanto a la simulación numérica, dentro de los parámetros y como era de esperar el resultado es más sensible a  $s$  y a  $t$ , dejando  $l$  en un segundo plano.



### 3.3.3 Escantillado de cubiertas de superestructura en buques de esloras menores de 65m

En la Figura 3.7, considerando la sociedad de Clase 1, los espesores de plancha resultado son de 5 y 6 mm, pero mediante calculo directo encontramos la siguiente tensión de Von Mises, Tabla 3.6.

Nombre	P1 - s	P3 - Surface Body Thickness	P4 - Equivalent Stress Maximum	P5 - Safety Factor Minimum
<i>Unidades</i>	<i>m</i>	<i>mm</i>	<i>MPa</i>	
DP 0	0.5	5	47.739	5.237
DP 1	0.55	5	57.661	4.336
DP 2	0.6	5	68.317	3.659
DP 3	0.65	5	79.885	3.13
DP 4	0.7	6	63.932	3.91
DP 5	0.75	6	72.71	3.438
DP 6	0.8	6	82.655	3.025
DP 7	0.85	6	92.114	2.714

Tabla 3.6: Tensión de Von Mises para una separación de primarios de 2.5 m.

Los valores de Von Mises están muy por debajo de los limites admisibles, que en este caso al ser un modelo en elementos Shell es de  $212N/mm^2$ , como ejemplo de valor límite que nos fija Bureau Veritas.

Se observa en las figuras siguientes los valores del factor de relación entre el cálculo directo y el cálculo por reglas.

#### Cargas de Pandeo

Como siguiente modo de fallo se estudia el de pandeo, la forma de calcularlo mediante simulación numérica es calculando el factor lambda:

$$\lambda = \frac{CargaCrít.Euler}{CargaAplicada} \tag{3.1}$$

Como se observa en la Figura 3.10, el mínimo factor es de 524.5.

### 3.3. CALCULO DE LOS PANELES HÍBRIDOS

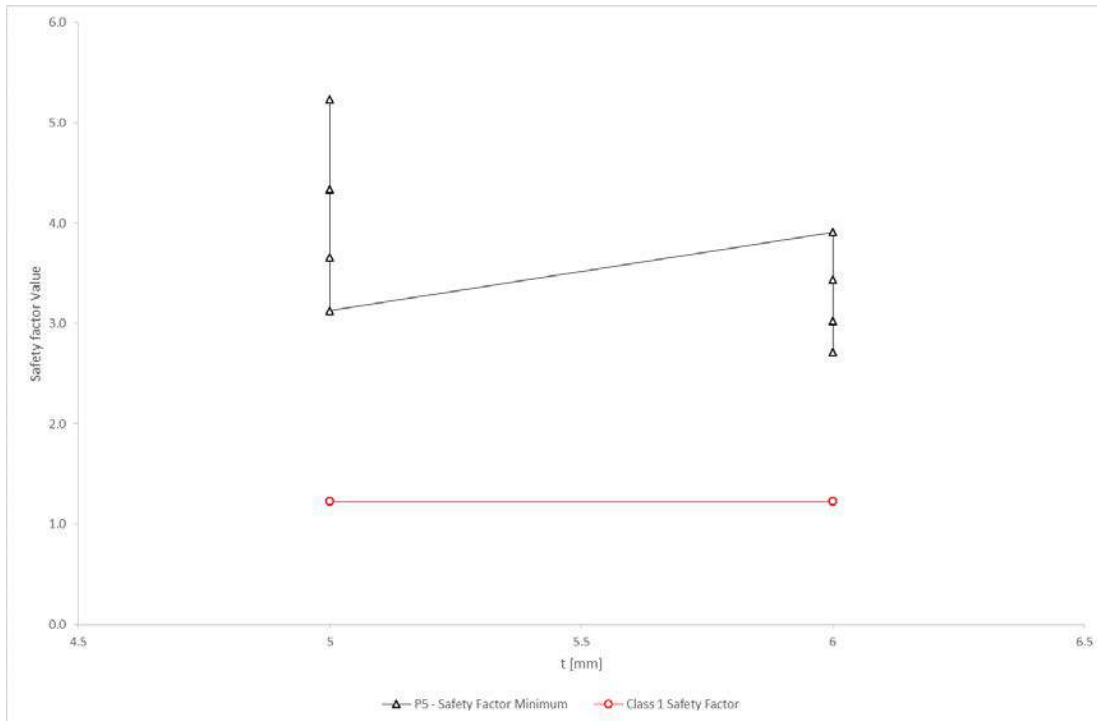


Figura 3.9: Factor de seguridad en Von Mises en función de los espesores.

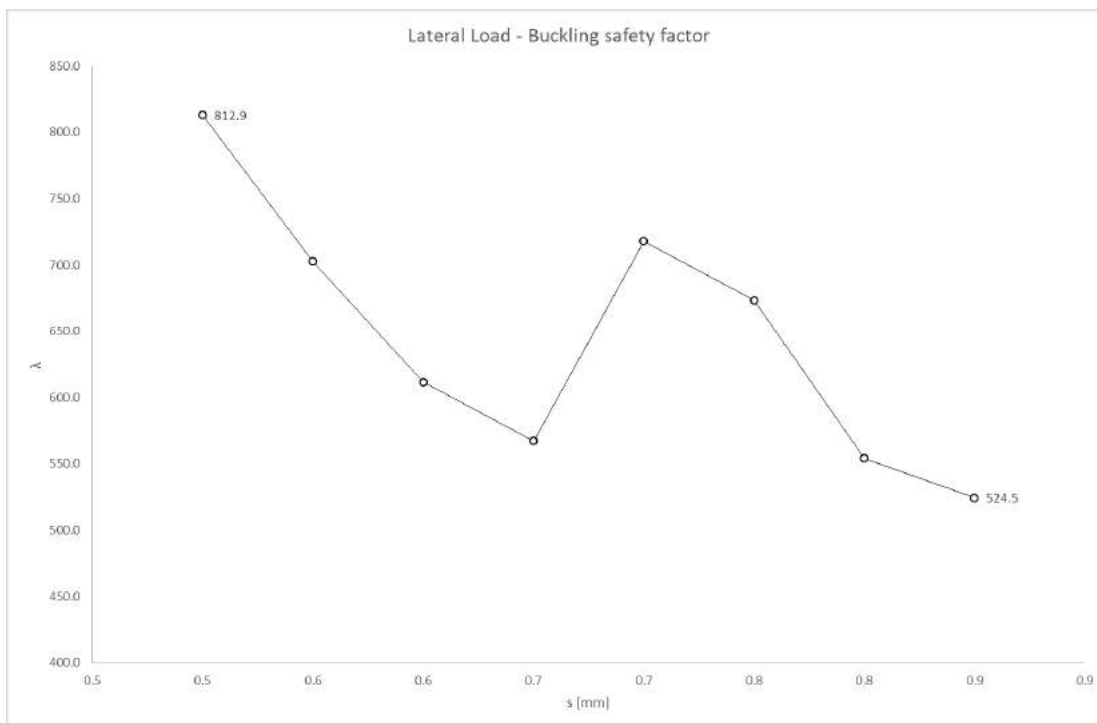


Figura 3.11: Valores de factor de pandeo en función de la separación de elementos ordinarios.

## CAPÍTULO 3. SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

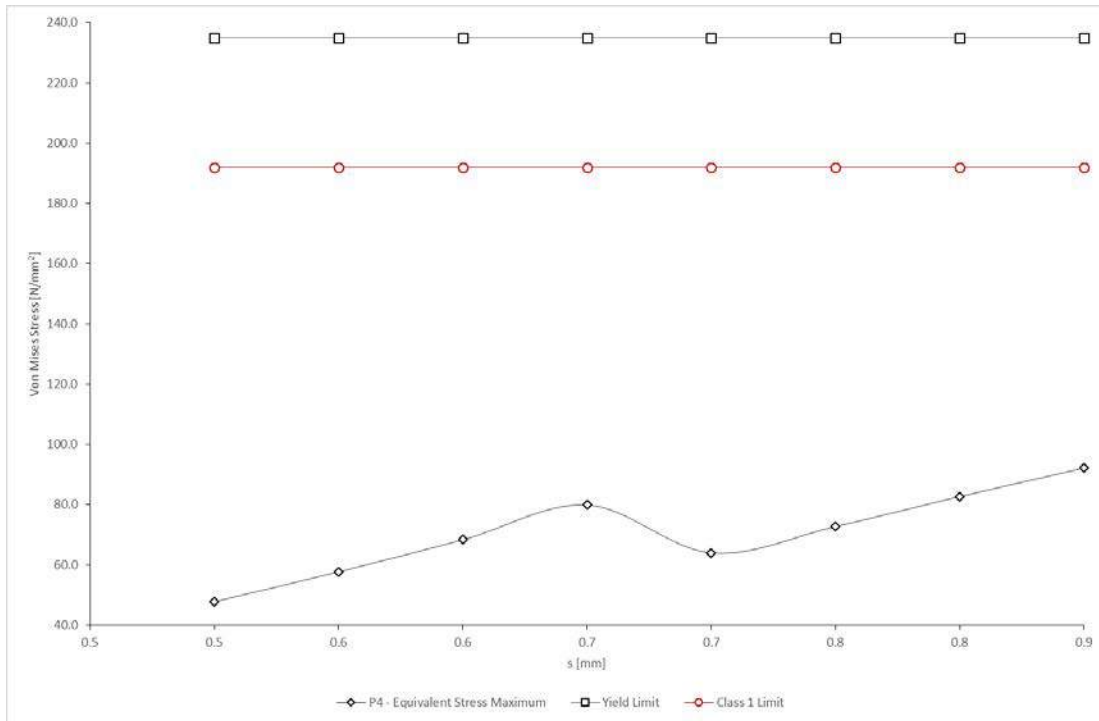


Figura 3.10: Von Mises máximo en la simulación numérica frente a la separación de ordinarios.

### 3.3.4 Escantillado de cubiertas de superestructura en buques de esloras hasta 170m

Considerando la Clase 1, y la separación de primarios de 2.5 m, se expone en la Tabla 3.7 los resultados mediante calculo directo.

Nombre	P1 - s	P3 - Surface Body Thickness	P4 - Equivalent Stress Maximum	P5 - Safety Factor Minimum
Unidades	m	mm	MPa	
DP 0	0.5	5	57.054	4.382
DP 1	0.55	5	68.912	3.628
DP 2	0.6	5	81.647	3.062
DP 3	0.65	5	95.472	2.619
DP 4	0.7	5.5	90.929	2.749
DP 5	0.75	6	86.897	2.877
DP 6	0.8	6	98.783	2.531
DP 7	0.85	6	110.087	2.271

Tabla 3.7: Tensión de Von Mises para una separación de primarios de 2.5 m.

### 3.3. CALCULO DE LOS PANELES HÍBRIDOS

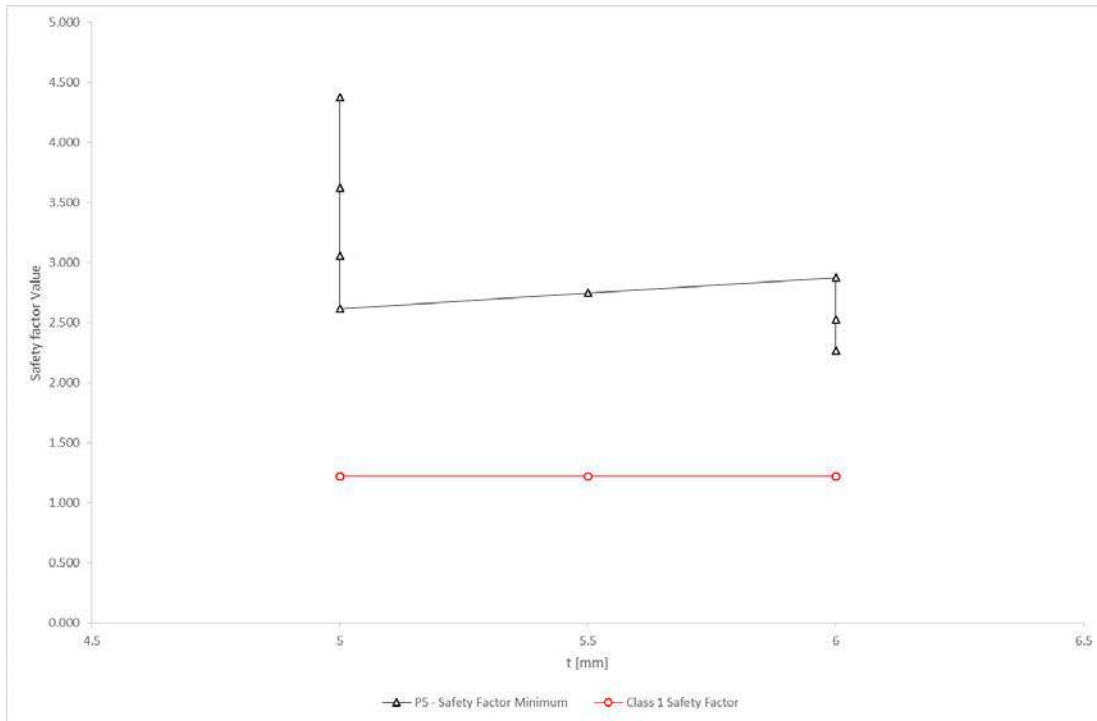


Figura 3.12: Tensión de Von Mises- Factor de seguridad frente a espesor.

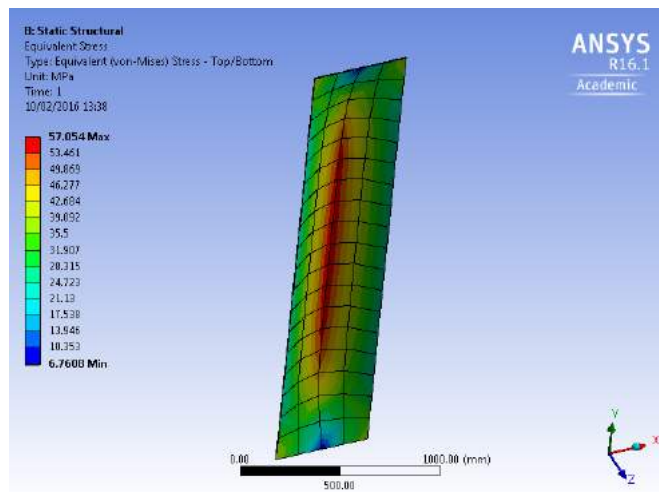


Figura 3.13: Representación gráfica de los resultados de Von Mises.

### CAPÍTULO 3. SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

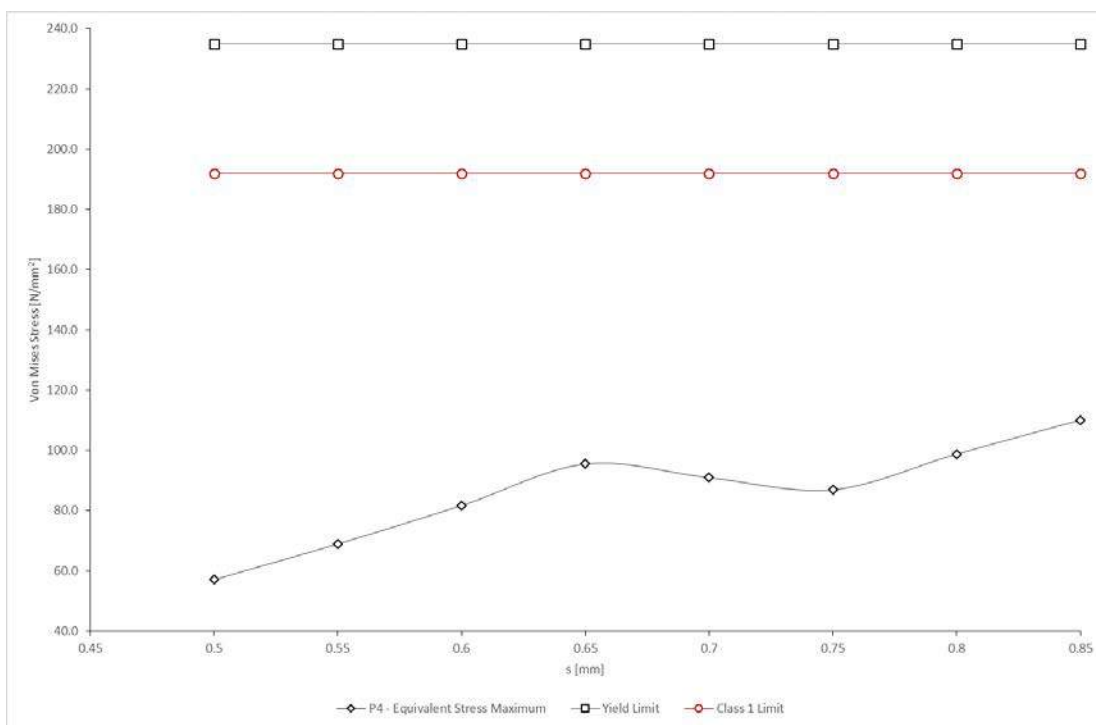


Figura 3.14: Von Mises máximo en la simulación numérica frente a la separación de ordinarios.

### 3.3. CALCULO DE LOS PANELES HÍBRIDOS

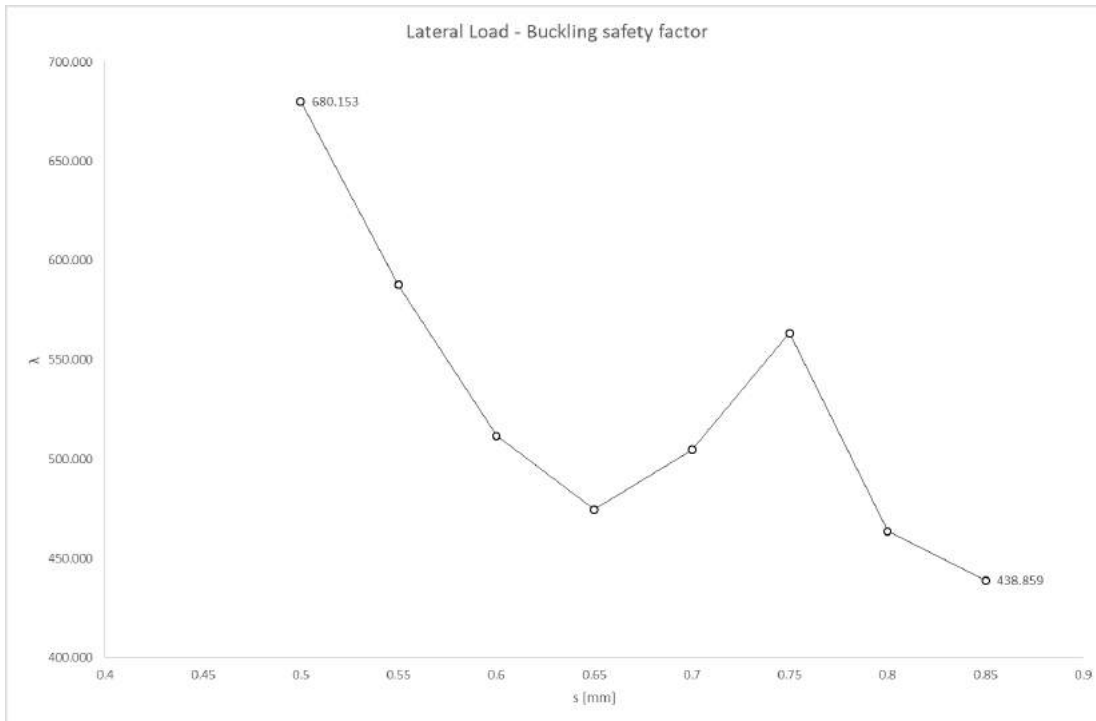


Figura 3.15: Valores de factor de pandeo en función de la separación de elementos ordinarios.

#### 3.3.5 Conclusiones

Se observan diferencias claras entre los resultados calculados mediante reglas de sociedad de clase y los obtenidos mediante cálculo directo, siempre estarán por encima los escantillones calculados por clase que el mismo calculo directo para la misma carga.

En buques de hasta 65m de eslora, que usualmente disponen de una clara de cuadernas de 600mm, los escantillones de las tres sociedades de clase estudiadas fueron 5mm, 6mm, y 6.5mm independientemente de la separación de cuadernas. Ya que el dimensionamiento no viene definido por la carga sino por los valores mínimos, haciendo que la solución obtenida por la primera sociedad de clase sea 1.2 y 1.3 veces más ligera que el resto.

Hasta 170m, la separación de cuadernas se tomó desde 600mm a 800mm y en

### CAPÍTULO 3. SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

---

ningún caso el escantillón calculado era gobernado por la carga, siempre fue mediante la formulación de escantillonado mínimo.

Por lo que se concluye que ese mínimo escantillón pedido se encuentra muy lejos del calculado mediante cargas, hace que la simulación numérica este muy alejada del límite tensional. Estos escantillones crecen según la eslora del barco, y son independientes de la geometría del EPP, parámetros  $s$  y  $l$ . Son una función lineal de la eslora de escantillonado del barco.

Al ser directamente proporcional el cálculo de espesores a la eslora del barco, hace que el espesor de las planchas en buques de mayor porte sea mayor.

Desde un punto de vista estructural y para valores de  $s$  convencionales, el espesor obtenido por la Regla de está siempre por encima del espesor de requerido por calculo directo.

Las sociedades de Clasificación poseen restricciones de cálculo dependiendo de la relación de aspecto del EPP, todas menos Bureau Veritas, que es la que se utiliza de aquí en adelante para el cálculo del panel, cálculo de cargas y estados limite tensional.

Si hacemos crecer el parámetro  $s$ , cada vez utilizaremos menos perfiles y los escantillones de las planchas irán aumentando hasta ser gobernados por las cargas de cada una de las cubiertas. Para resolver el problema nuestro espesor de chapa será el resultante de un valor de  $s$  que sea igual a la separación de primarios, por lo que el panel de acero convencional sin perfilería, ya que en algún punto no tendremos ningún refuerzo ordinario. Se acaban de eliminar de la estructura los elementos ordinarios y por lo tanto dejamos de utilizarlos, en detrimento de una plancha de acero con espesor muy alto, y muy pesada; apoyada en todo el perímetro en elementos primarios.

En este punto se tiene en cuenta que, entre las sociedades de clase estudiadas, solo una de ellas no limita la relación de aspecto del panel, **Bureau Veritas**, por lo que, a partir de aquí los cálculos para la cumplimentación de la normativa internacional en cálculos del panel, cálculo de cargas y estado limite tensional, se hacen con esta clase, que al pertenecer a IACS, nos asegura que los cálculos realizados cumplen con los estándares internacionales, y aceptados por cualquier

### 3.3. CALCULO DE LOS PANELES HÍBRIDOS

---

clase en su conjunto.

La plancha de acero resultante será la que sustituyamos mediante las teorías de Ashby de idealización de un panel híbrido, en este caso la elección es un sándwich acero-aluminio con núcleo en celda de abeja, aunque es válida para cualquier material y/o panel híbrido.



### 3.4 Estudio de EPP

Realizando un análisis directo de la plancha para la sustitución, es decir, el panel en acero sin perfilería, en el que para el cálculo aumentamos el parámetro  $s$  hasta alcanzar la separación de primarios, se toma un EPP de dimensiones 2.1m por 2.1m, y se estudia el nivel tensional al que está sometido. Suponiendo una clara de cuadernas de 700 mm supondría tener los baos cada 3 claras. La carga aplicada es la correspondiente al cálculo por clase,  $8,65kN/m^2$ , ya que añadimos a la carga máxima de acomodación la aceleración máxima que nos encontramos en los cálculos.

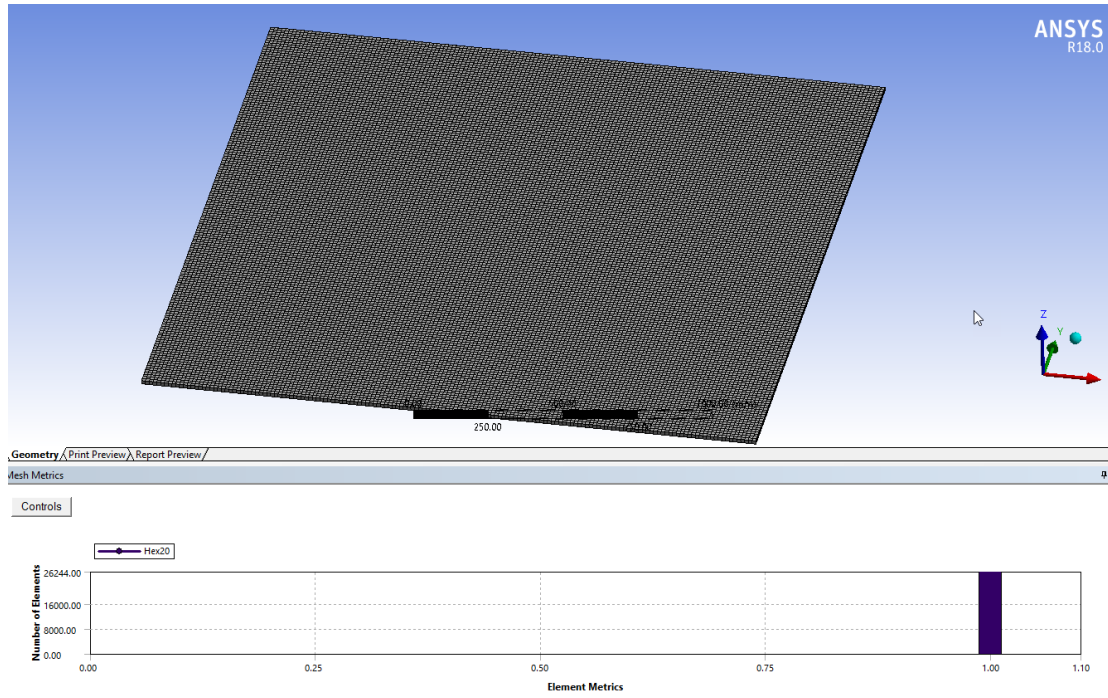


Figura 3.16: Calidad de malla para el análisis estructural aislado del EPP.

El espesor neto calculado para estas dimensiones es de 13.23mm, el incremento por corrosión, al ser acomodación, es de 0mm, por lo que el espesor utilizado para el modelo es de 13mm, chapa comercial de acero  $235N/mm^2$ .

Se realiza un modelo volumétrico, con 21 nodos por elemento. El tamaño máximo de malla es del espesor de la plancha, 13mm. Por lo que la calidad de malla es

### 3.4. ESTUDIO DE EPP

buena, con un ratio de elementos de 0.999, Figura 3.16.

EL nivel tensional al que está sometido, como ocurre en el apartado anterior está muy lejos del límite impuesto por la sociedad de clase y, por ende, al límite elástico del material, Figura 3.17.

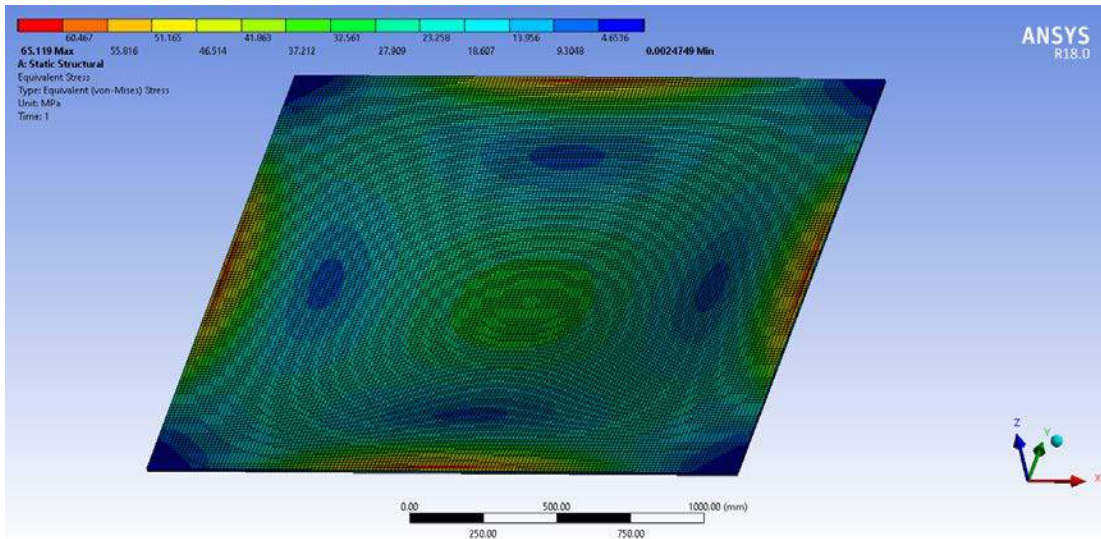


Figura 3.17: Estado tensional de plancha estudio para sustitución, valor máximo de Von Mises de 65.12 MPa.

Se obtienen datos de las reacciones en los bordes, que al ser un cuadrado, la reacción total es igual en cada uno de ellos, 9536.9 N.

Se introducen líneas de control en cada uno de los bordes con condición de contorno para obtener los datos de tensión cortante y tensión de Von Mises, Figura 3.18, que es transmitida a los elementos primarios.

### CAPÍTULO 3. SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

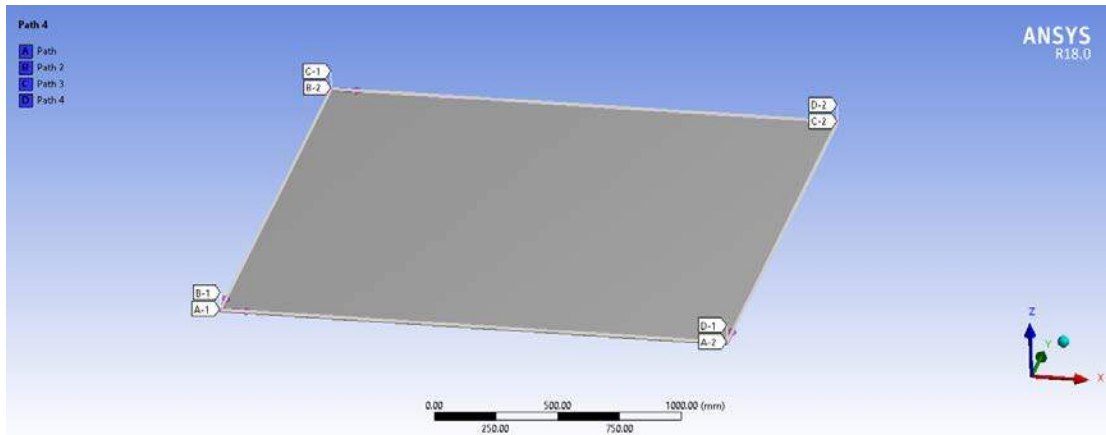


Figura 3.18: Líneas de control para obtener resultados locales de tensiones.

El Valor de Von Mises a lo largo de todo el empotramiento en la eslora, coincide con el valor de la condición de contorno en los baos, siendo máximo en el centro de los mismos, la gráficas de datos coinciden en todos los bordes de la plancha, Figura 3.20. El Valor de cortante máximo coincide también en todos los bordes.

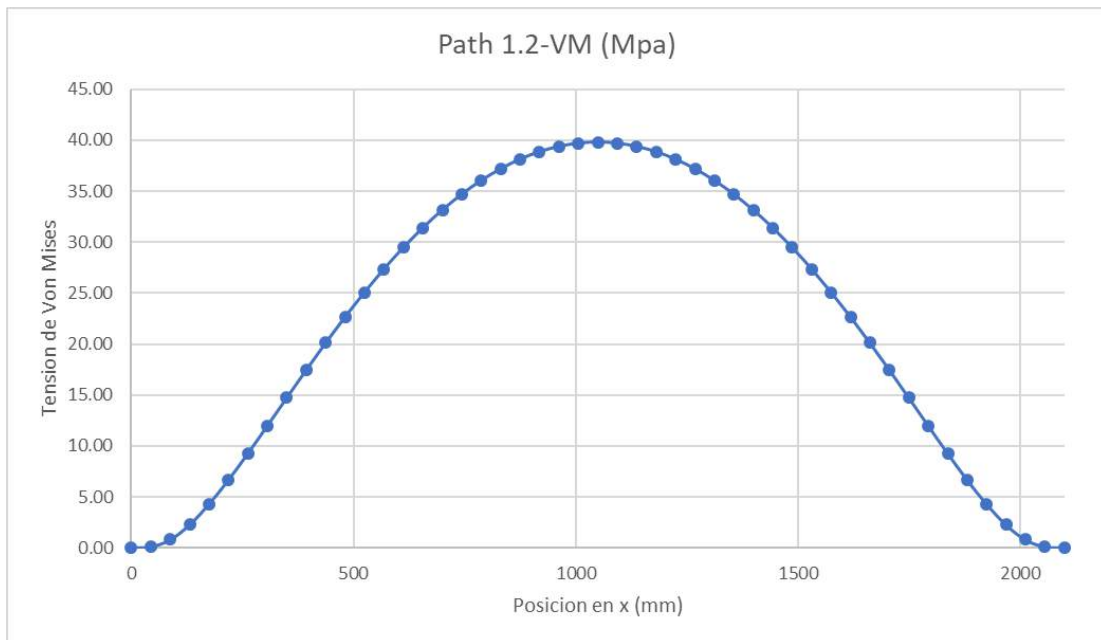


Figura 3.19: Valor de Von Mises de la condición de contorno en la eslora.

### 3.4. ESTUDIO DE EPP

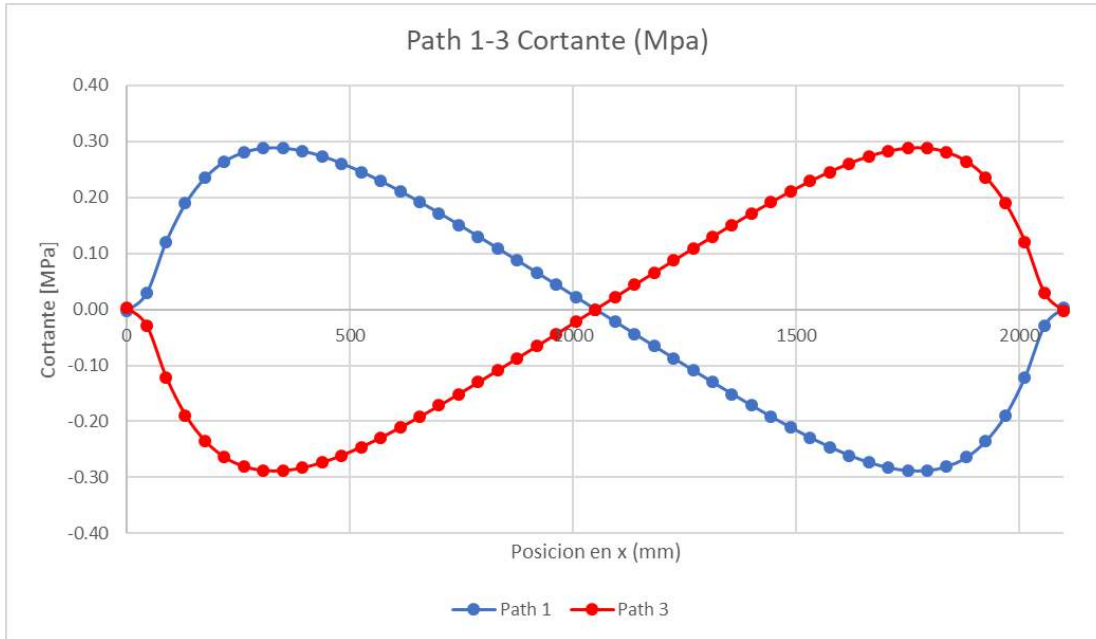


Figura 3.20: Valor de Cortante en la condición de contorno en la dirección de la esloro, representados los laterales opuestos.

### CAPÍTULO 3. SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

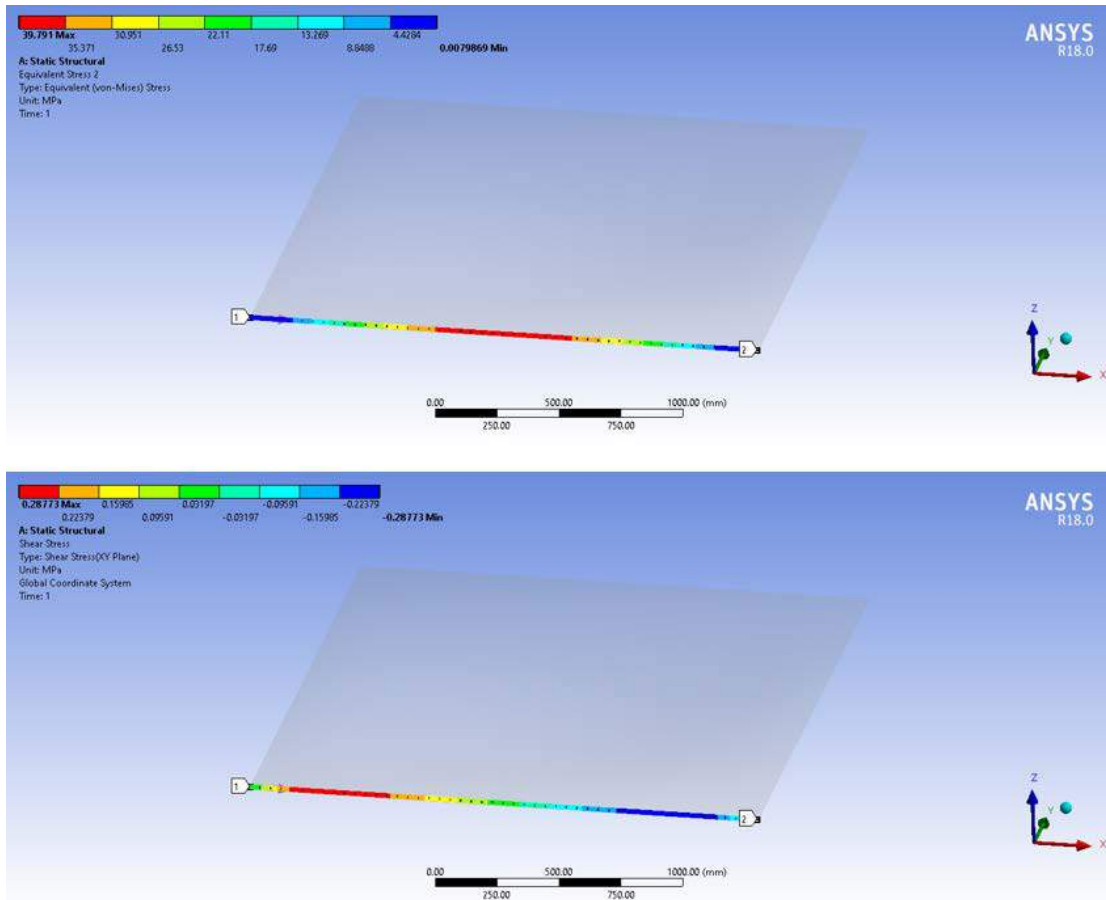


Figura 3.21: Representación gráfica del estado tensional en Von Mises (imagen superior) y Cortante (imagen inferior), en *path 1*.

El valor de Von Mises máximo encontrado es un 27.71 % del límite elástico, y en cuanto a cortante pura  $\pm 11.578$  MPa, un 10 % del límite admisible a cortante.

Como observación importante para el cálculo posterior de los elementos primarios, resaltar que, al tener geometría cuadrangular de lados iguales, la reacción que se encuentra en todos los lados soldados es la misma. Por lo que la carga que transmite a los elementos primarios soporte es, en este caso la misma. (9536.7N)



# Capítulo 4

## ESTRUCTURA CONJUNTO

### 4.1 Elementos Primarios

Una vez estudiada la posibilidad de eliminar los elementos ordinarios, es el momento de estudiar los elementos primarios.

En los cálculos de los elementos primarios del buque, la primera pregunta que tenemos que hacer es si es necesario realizar un cálculo de emparrillado [38], o por el contrario uno de los primarios es predominante sobre el otro. Cuanto más rígido es un primario más parte de la carga va a absorber, podemos realizar una aproximación sistemática basada en las flechas de las intersecciones de las vigas en línea con las fuerzas aplicadas.

## 4.1. ELEMENTOS PRIMARIOS

---

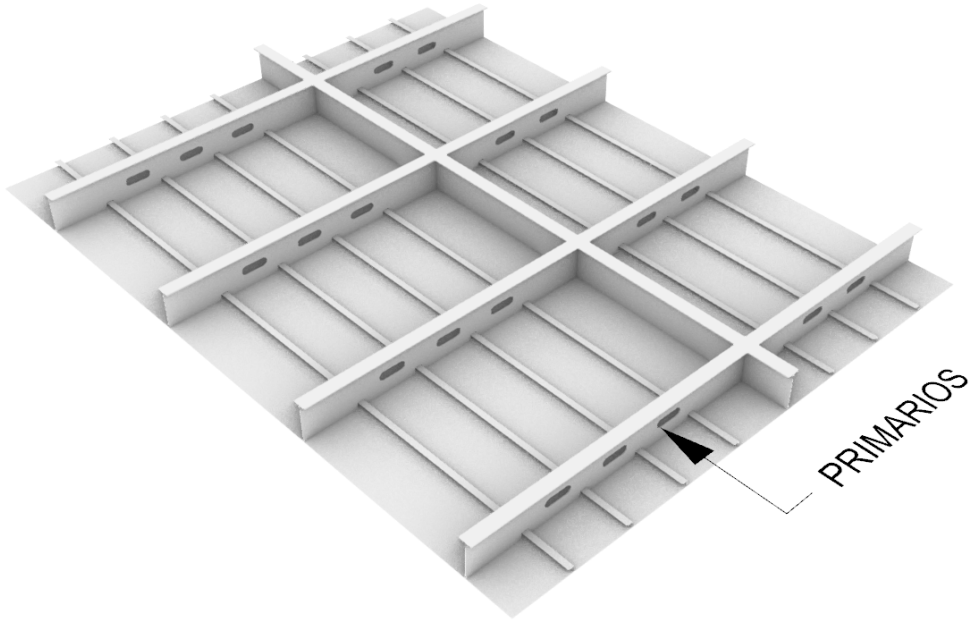


Figura 4.1: Elementos primarios.

Una vez simplificado a un bao y una eslora con una carga en la intersección, se tiene dos vigas que se cruzan en la que cada una se llevara una parte de esa carga, la relación entre las cargas y las inercias de cada una nos indica cuál de ellas es la que soporta a la otra [53].

$$Q/F = \frac{1}{1 + (k_2 \cdot l_2 / Span_2^3) / (k_1 \cdot l_1 / Span_1^3)} \quad (4.1)$$

En caso de tener n y p vigas:

$$Q/F = \frac{1}{1 + (p \cdot k_2 \cdot l_2 / Span_2^3) / (n \cdot k_1 \cdot l_1 / Span_1^3)} \quad (4.2)$$

Siendo F la carga total, Q la carga que soportaría la viga 1, y F-Q la carga soportada por la viga 2 (Figura 4.2). El span es el total de las vigas, entre soportes. Y  $k_1$  y  $k_2$  coeficientes que dependen de las condiciones de contorno.



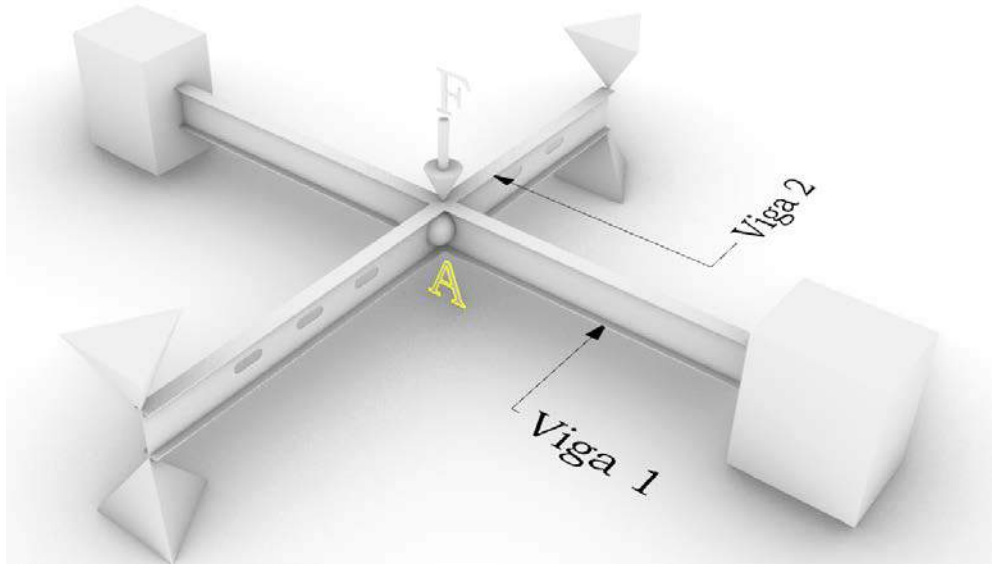


Figura 4.2: Esquema de teoría de emparrillado.

Resultando que si:

$$\frac{Q}{F} \leq \frac{1}{10} \quad (4.3)$$

- La carga que se lleva la viga 1 es muy pequeña respecto a la que se lleva la viga 2.
- La rigidez de la viga uno es más pequeña comparada con la viga numero 2.
- La viga 2 actúa en la viga 1 como un muelle muy rígido.
- La viga 1 es soportada por la viga 2.
- No necesitamos cálculo de emparrillado.

$$\frac{Q}{F} \geq \frac{9}{10} \quad (4.4)$$

- La carga que se lleva la viga 1 es muy alta.
- La rigidez de la viga uno es muy alta comparada con la viga numero 2.
- La viga 2 actúa en la viga 1 como un muelle muy suave.

## 4.1. ELEMENTOS PRIMARIOS

---

- La viga 1 soporta a la viga 2.
- No necesitamos cálculo de emparrillado.

En el resto de casos se necesita emparrillado.

### 4.1.1 Cargas en el emparrillado

Una vez definida la necesidad de hacer emparrillado o no, lo siguiente en la simulación es el cálculo y la distribución de las cargas en el modelo, ver ejemplo de Figura 4.3.

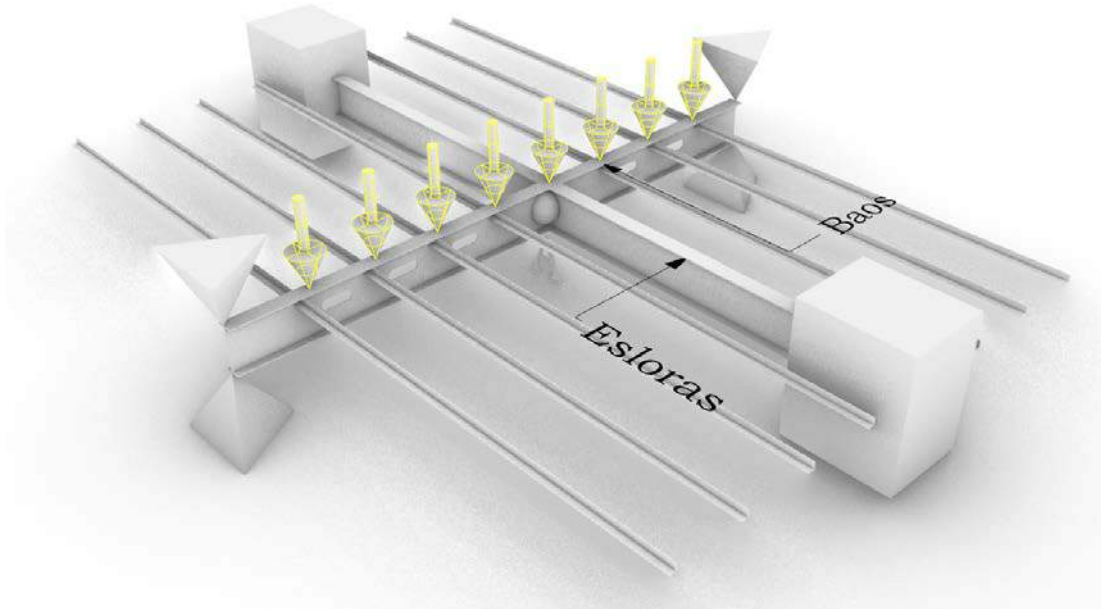


Figura 4.3: Cargas en estructura longitudinal.

Esto hace que unos elementos primarios predominen sobre otros y sean los que tengan un escantillón mayor. Por esta razón en los buques suelen tener distinto escantillón los baos fuertes y las esloras. La geometría del panel será la que en última instancia defina el porcentaje de carga que soportarán los elementos primarios, como se ha visto antes, y debido a la geometría elegida para los paneles, la carga que se llevan los elementos primarios, tanto transversales como longitudinales, es la misma. Esto fuerza a que los elementos sean iguales,

## CAPÍTULO 4. ESTRUCTURA CONJUNTO

posteriormente se verán los beneficios constructivos que implica.

Continuando con el ejemplo de un panel de 2.1m x 2.1m, y carga  $8,65kN/m^2$ , se dispone un emparrillado que equivaldría a una cubierta de superestructura de 12.6m de manga, por 12.6 m de eslora, el cálculo es independiente de la longitud, ya que el uso de puntales en ambos sistemas nos permite trabajar con vanos fijos. Se dispone un puntal en medio a fin de ver el comportamiento en un apoyo.

Siendo la carga total a aplicar de 1373.27 kN, se reparte entre todas las vigas del emparrillado. El escantillón resultante es menor que el requerido para una estructura convencional.

Al realizar el modelo estructural con los mismos escantillones para una estructura longitudinal, en el que cargamos los primarios transversales con la carga anterior, la tensión de Von Mises encontrada es de 398 MPa, en los empotramientos y zona del puntal, Figura 4.4.

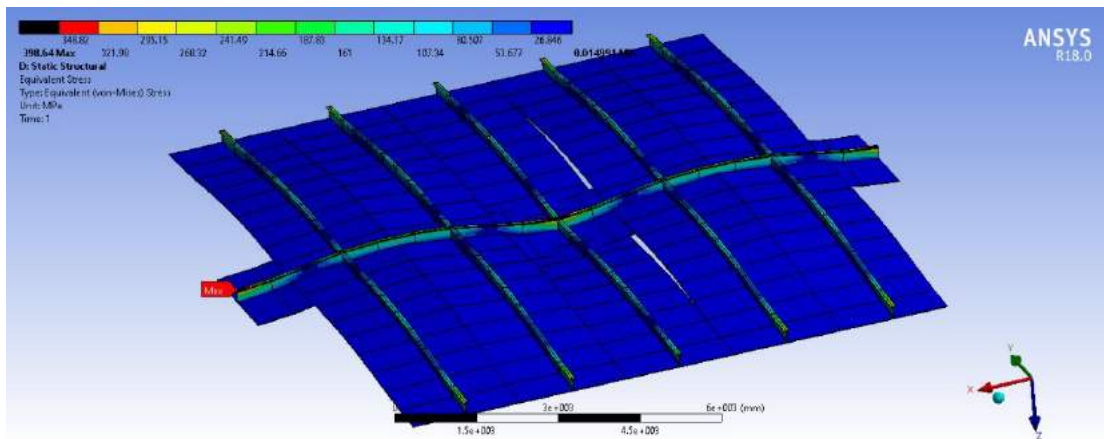


Figura 4.4: Resultados en Von Mises de modelo de cubierta tipo, estructura longitudinal.

Mientras que la chapa asociada a los elementos primarios del primer cálculo fue 500mm, la chapa asociada para el cálculo convencional es de 2100mm para todos los elementos con un espesor de 13mm.

## 4.2. CÁLCULO DE ESTRUCTURA CON ELEMENTOS PLACA (*SHELL*)

### 4.2 Cálculo de estructura con elementos placa (*shell*)

Para terminar el análisis de una cubierta tipo, se realiza un estudio en elementos Shell con superficies, el tipo de mallado que se utiliza es el tamaño estándar, en el que al menos tenemos que tener tres elementos en el alma del primario.

El modelo es de la misma extensión, para que sean comparables, y la calidad de malla es buena, Figura 4.5, siendo los elementos cuadriláteros regulares en su mayoría.

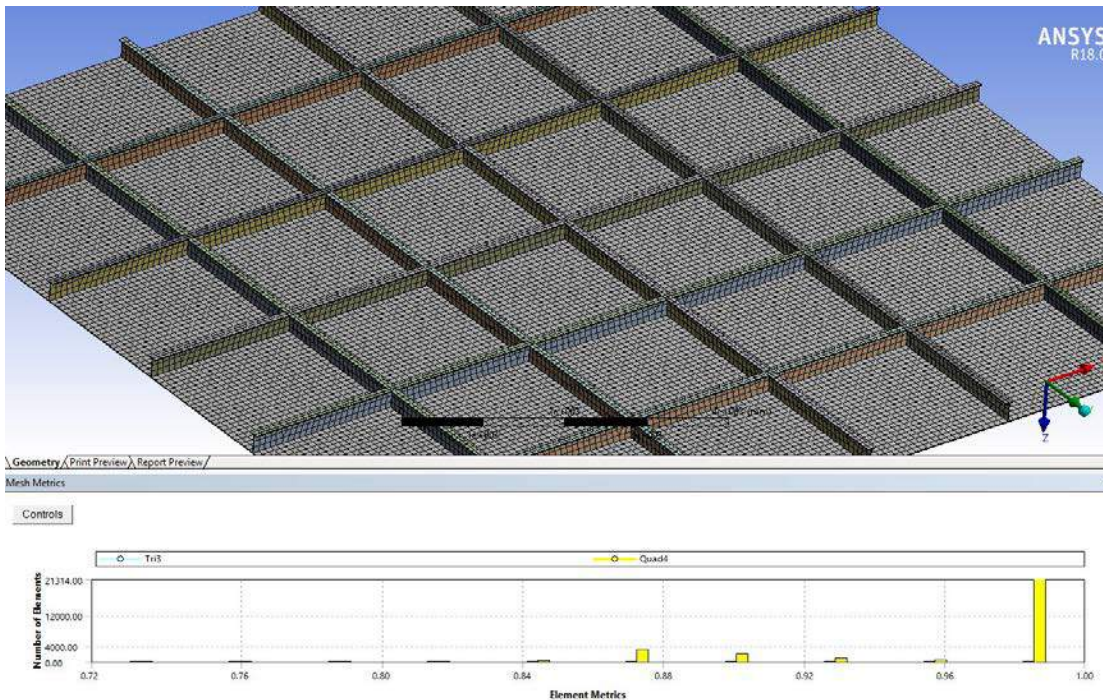


Figura 4.5: Geometría y mallado de la cubierta de estudio.

Los valores obtenidos en el análisis son de 207 MPa de tensión de Von Mises Máxima, en la zona del puntal, cerca de las condiciones de contorno. Este valor se encuentra por debajo de la tensión admisible pedida por sociedad de clase para este tipo de modelo, que es 212MPa, Figura 4.6.



## CAPÍTULO 4. ESTRUCTURA CONJUNTO

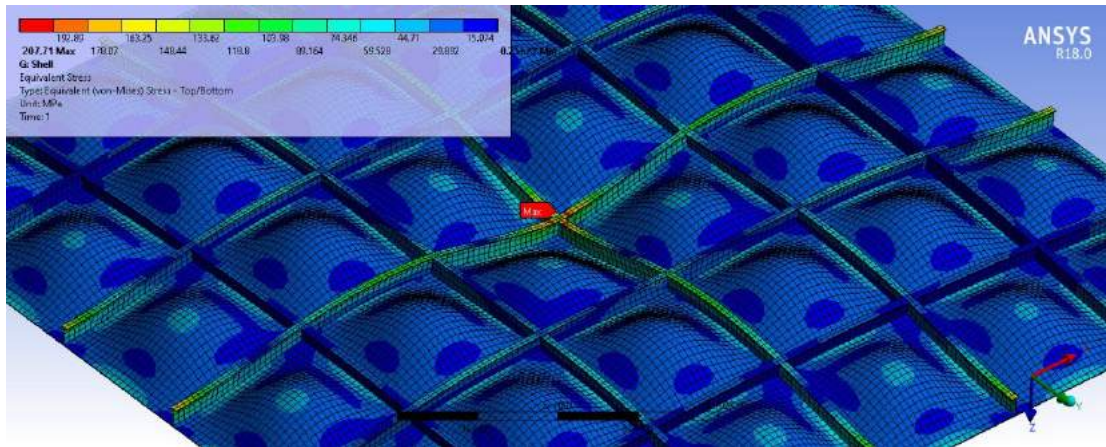


Figura 4.6: Tensión de Von Mises en modelo panelizado.

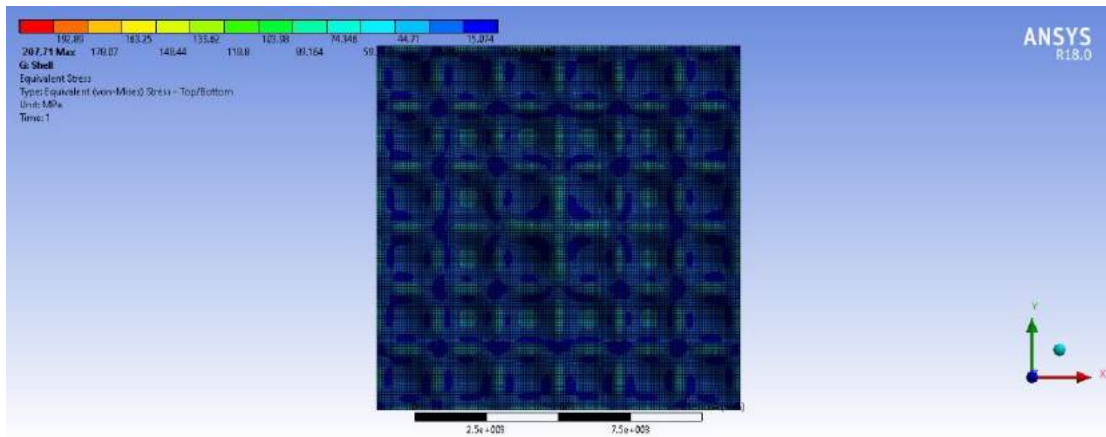


Figura 4.7: Tensión de Von Mises en modelo panelizado - Vista superior.

Todos estos análisis están realizados con cubiertas de acero, utilizando el espesor equivalente requerido por clase, ya que el sistema de cálculo de la estructura panelizada no depende del material de los paneles, en el siguiente apartado se calcula el panel híbrido equivalente.

## 4.3 Cálculo de los paneles por híbridos en celda de abeja

A diferencia de los paneles convencionales en el que los modos de fallo estudiados son Flexión, Cortante y Pandeo, y su combinación, como puede ser el criterio de Von Mises; en los paneles en celda de abeja los modos de fallos son diferentes, definidos en el capítulo anterior. Además, estos modos de fallo pueden ser también combinados entre sí.

Las fórmulas utilizadas en el cálculo de estos modos de fallo se expresan en función de un factor de reserva de resistencia, si este valor es menor que uno el panel está fallando a ese modo, si el factor es mayor que uno, nos comunica la reserva que tenemos, y por consiguiente puede ser el factor que nos marque el coeficiente de seguridad que tenemos antes del modo de fallo del material.

Se pueden encontrar varias categorías de fallo en estos materiales según el origen; Fallo por Resistencia, y Fallo por Inestabilidad, y dentro de esta última se encuentran las inestabilidades globales o locales.

### 4.3.1 Modos de Fallo

Dentro de esta categoría se encuentran los fallos debidos a la superación de la resistencia última de los materiales que componen el núcleo o las pieles.

En las pieles se pueden dar; Rotura por Tensión Plana (*Skin compression Failure*), y Cortante interlaminar (*Shear*). En el núcleo se puede encontrar; Fallo por cortadura, que propician dos tipos de fallo, cortadura de núcleo (*Shear crimping*), y despegue del mismo con las pieles que forman el sándwich. Fallo por aplastamiento del núcleo (debido a *skin wrinkling*), y Fallo por Tensión o compresión en las zonas de la rampa (Figura 2.7). La parte final del panel puede reducirse en grosor lo que provoca tensiones adicionales, para evitar este efecto el panel utilizado no termina de esta forma, sino que los bordes del mismo mantendrán la misma sección.

### 4.3.2 Formulación matemática

La siguiente formulación asume elementos simétricos, con pieles del mismo material y grosor de piel, y un núcleo relativamente menos rígido que las pieles.

#### Viga

Resistencia a la flexión;

$$D = \frac{E_f t_f h^2 b}{2} \text{ donde } h = t_f + t_c \quad (4.5)$$

Rigidez a la cizalladura;

$$S = bhG_c \text{ donde } G_c = G_L \text{ or } G_W \quad (4.6)$$

Deformación;

$$\delta = \frac{k_b Pl^3}{D} \text{ (flexión)} + \frac{k_s Pl}{S} \text{ (cortante)} \quad (4.7)$$

Esfuerzo en piel;

$$\sigma_f = \frac{M}{ht_f b} \text{ donde } M \text{ es el momento máximo de la viga} \quad (4.8)$$

Esfuerzo en núcleo;

$$\tau_c = \frac{F}{hb} \text{ donde } F \text{ es la cortante máxima de la viga} \quad (4.9)$$

#### Plancha

Para cargas transversales (fuera del plano).

Coefficiente de la plancha ;

### 4.3. CÁLCULO DE LOS PANELES POR HÍBRIDOS EN CELDA DE ABEJA

i)

$$\frac{b}{a} \text{ relación de aspecto} \quad (4.10)$$

ii)

$$R = \frac{G_L}{G_W} \quad (4.11)$$

iii)

$$V = \frac{\pi^2 E_f t_f h}{2b^2 G_W \lambda} \quad (4.12)$$

Deformada;

$$\delta = \frac{2K_1 q b^4 \lambda}{E_f t_f h^2} \quad (4.13)$$

Tensión en pieles;

$$\sigma_f = \frac{K_2 q b^2}{ht} \quad (4.14)$$

Cortante en núcleo;

$$\tau_c = \frac{K_3 q b}{h} \quad (4.15)$$

Compresión local;

$$\sigma_f = \frac{P}{A} = \frac{qA}{A} \text{ también aplicable a vigas} \quad (4.16)$$

#### Carga en Extremos

Para cargas longitudinales (en plano).

Tensión en pieles;

$$\sigma_f = \frac{P}{2t_f b} \text{ donde } P = q b \text{ si aplica} \quad (4.17)$$



Pandeo de panel;

$$P_b = \frac{\pi^2 D}{l^2 + \frac{\pi^2 D}{G_c h b}} \text{ donde } D \text{ es en dirección a la viga} \quad (4.18)$$

Pandeo por cortadura del núcleo;

$$P_b = t_c G_c b \quad (4.19)$$

Arrugamiento de piel;

$$\sigma_{CR} = 0,5[G_C E_C E_f]^{1/3} \quad (4.20)$$

Pandeo dentro de celda;

$$\sigma_{CR} = 2E_f \left[ \frac{t_f}{s} \right]^2 \quad (4.21)$$

## 4.4 Propiedades del Panel

Normalmente, se suministran los paneles con formas hexagonales en las celdas (Figura 4.8), algunos tipos de celdas pueden ser rectangulares (con relación de aspecto 2:1), llamadas OX como se puede ver en la Figura 4.9.

Mientras que las células hexagonales dan una densidad menor para una cantidad determinada de material, las celdas rectangulares dan una formación más fácil en la dirección W (con una curvatura menos clásica que la que exhibe un panel de celdas hexagonales).

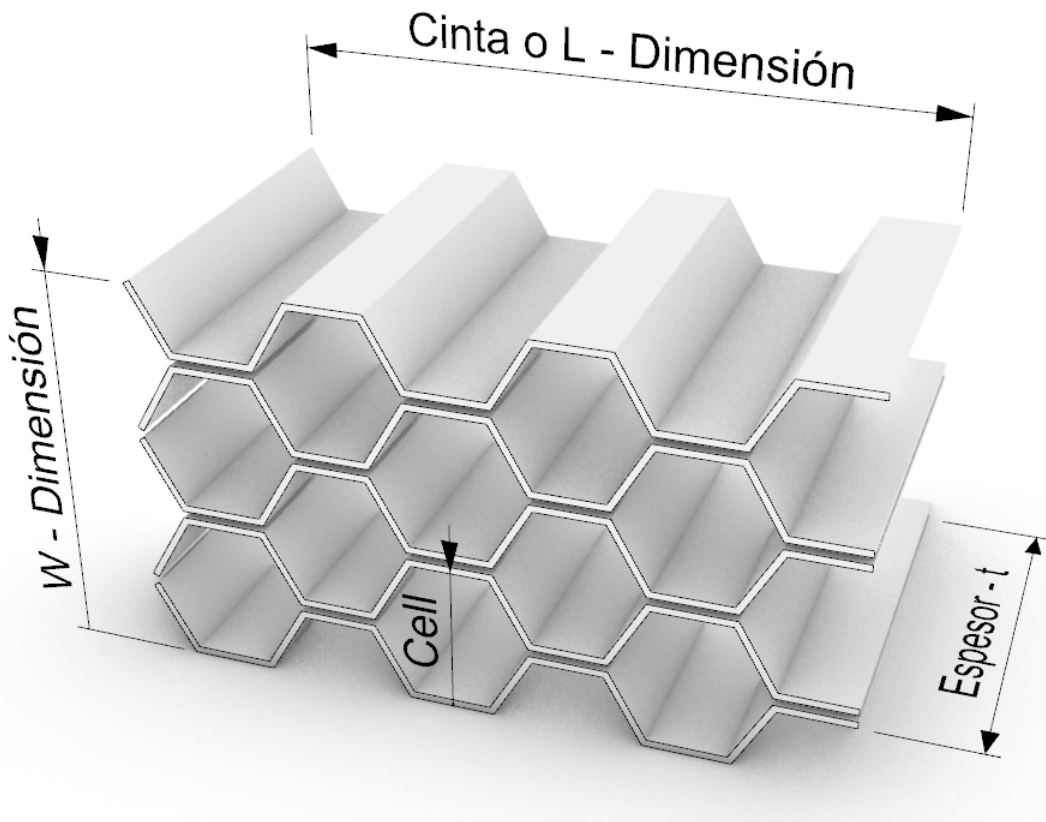


Figura 4.8: Geometría del panel en celda de abeja – Hexagonal.

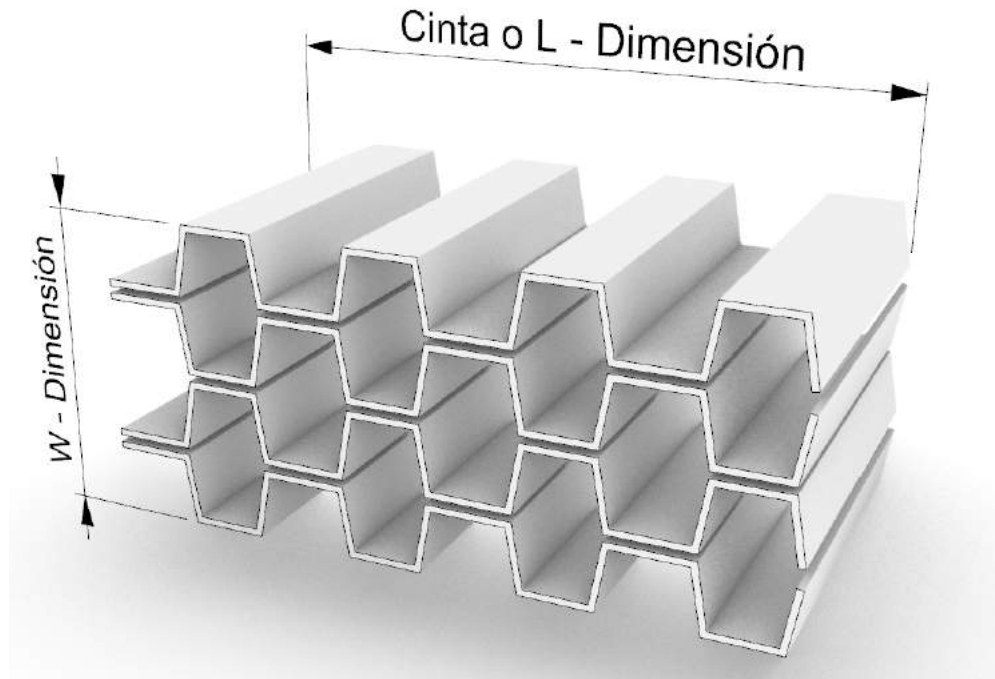


Figura 4.9: Geometría del panel en celda de abeja – OX.

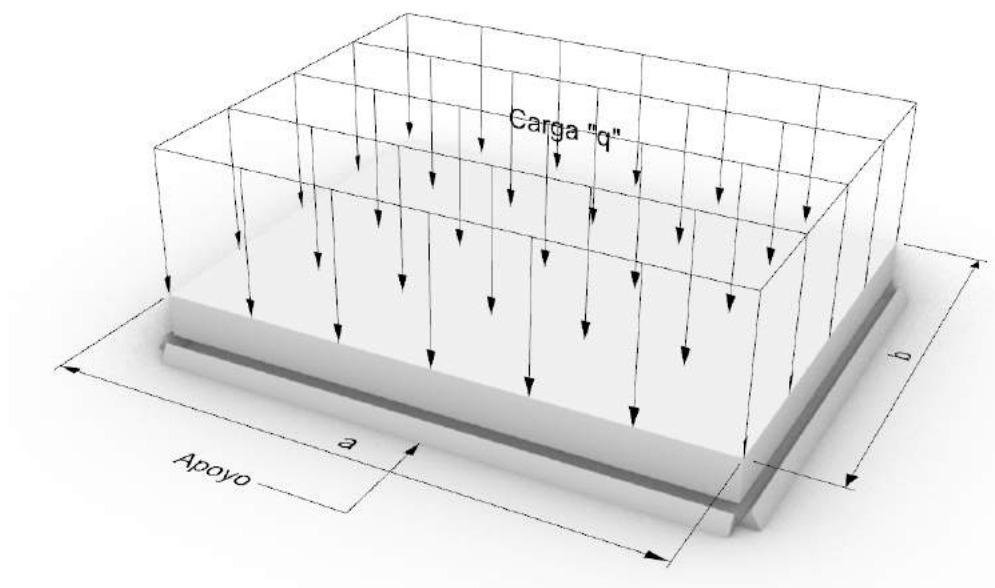


Figura 4.10: Cargas y Apoyos del panel en celda de abeja.

#### 4.4. PROPIEDADES DEL PANEL

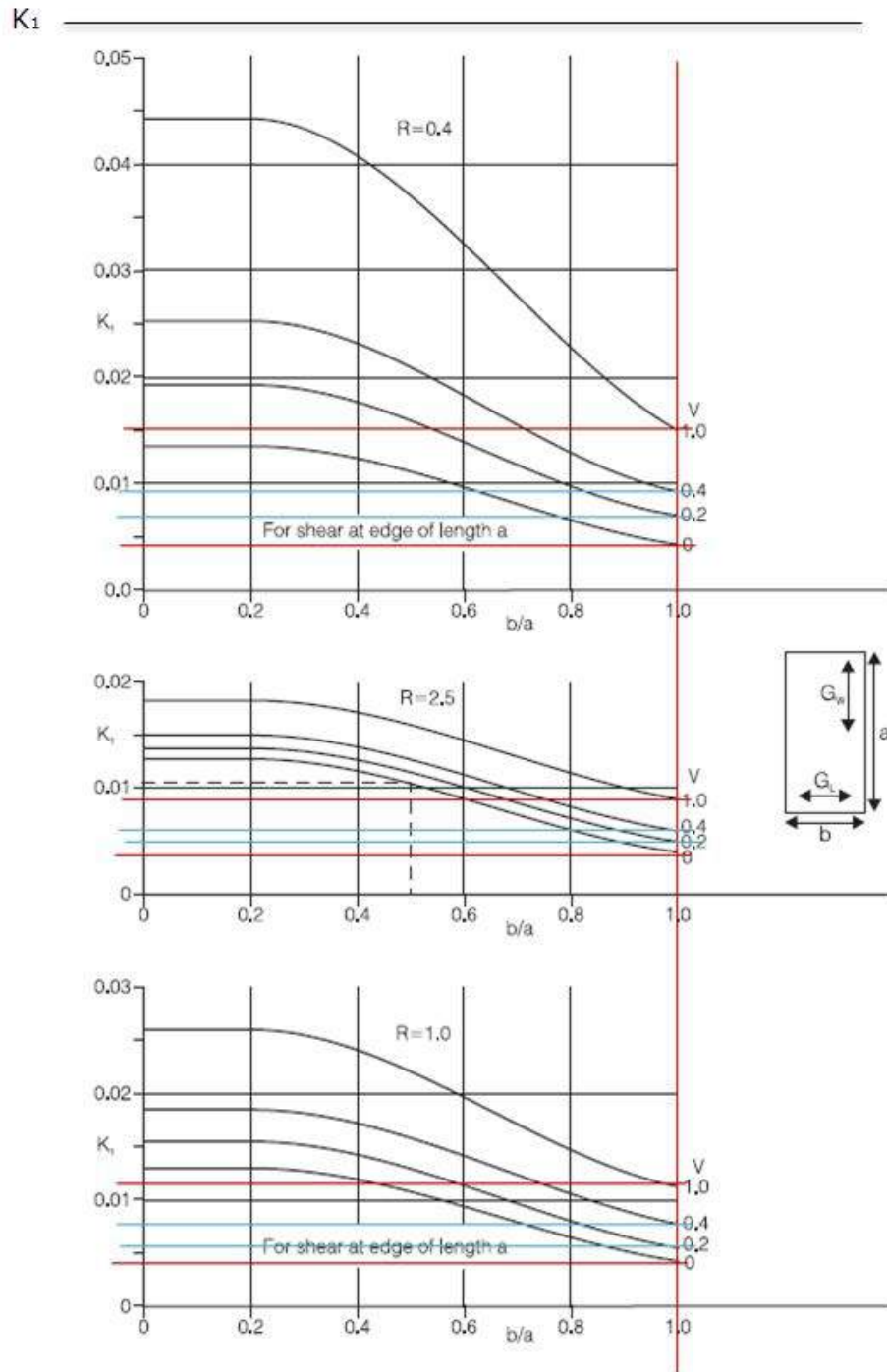


Figura 4.11:  $K_1$  para la determinar la deformada máxima [24].

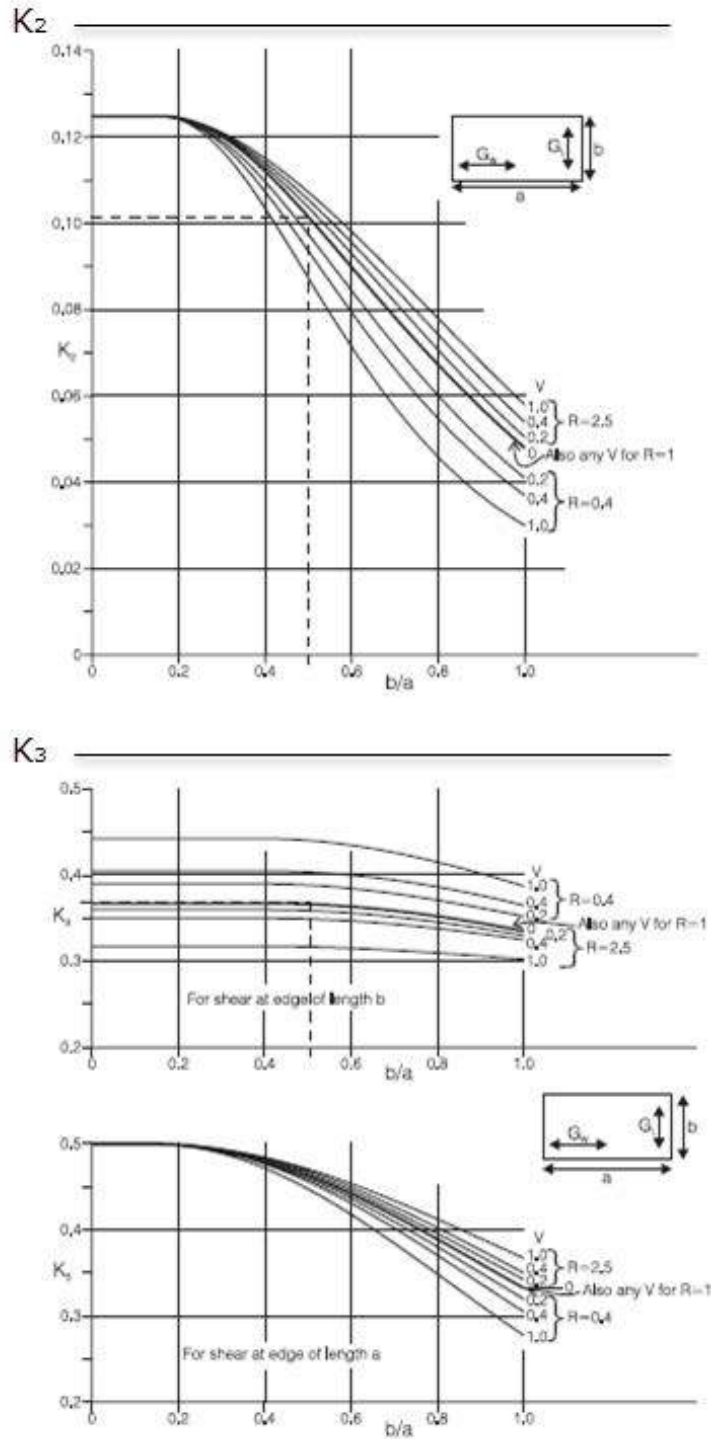


Figura 4.12:  $K_2$  para el esfuerzo en la piel y  $K_3$  para el cálculo de la cortante máxima en el núcleo[24].

## 4.4. PROPIEDADES DEL PANEL

### 4.4.1 Cálculo directo del panel

qs	5 kN/m <sup>2</sup>	Static Superstructure Load
qt	8.65 kN/m <sup>2</sup>	Superstructure Load
a	2.1 m	Panel Length
b	2.1 m	Panel Width
<b>FACING SKINS</b>		
STEEL carbon 1006		
thickness (t <sub>1</sub> , t <sub>2</sub> )	2 mm	Thickness of facing skin
Yield Strength	285 MPa	Yield of facing skin
E modulus	205 GPa	Modulus of Elasticity of Facing Skin
μ	0.3	Poisson of Facing Skin
Weight	69.237 kg	kg per skin
<b>CORE</b>		
ALUMINIUM3003		
Density	83 kg/m <sup>3</sup>	
Cell Size	6 mm	
t CORE	11 mm	
Weight	4.03 kg	kg total core
Stabilized Compression	4.6 MPa	
Ec Modulus	1000 MPa	Compression Modulus of Core
Longitudinal Shear	2.4 MPa	
G <sub>t</sub> Modulus	440 MPa	Core Shear Modulus - Ribbon Directi
Transverse Shear	1.5 MPa	
G <sub>w</sub> Modulus	220 MPa	Core Shear Modulus - Transverse Di
<b>PLATE COEFFICIENT</b>		
Aspect Ratio	1	Has to be close to 1, in order to mini
R	2.00	Ratio Core Shear
V	0.01	Panel Parameter
λ	0.91	Parameter introducing poisson's ratio
h	13 mm	distance between facing skin centre
k1	0.004	Panel parameter
k2	0.05	Panel Parameter
k3 b	0.34	Panel Parameter for shorter span b
k3 a	0.34	Panel Parameter for span a
<b>DEFLECTION</b>		
δ	17.67 mm	
<b>FACING STRESS</b>		
σ <sub>f</sub>	73.36 MPa	25.7% 82%
<b>CORE SHEAR</b>		
τ <sub>c span b</sub>	0.475 MPa	32%
τ <sub>c span a</sub>	0.475 MPa	20%
<b>LOCAL COMPRESION</b>		
σ <sub>c</sub>	0.00865 MPa	0.19%

Figura 4.13: Cálculo matemático de los modos de fallo del panel con núcleo en celda de abeja – Equivalente al monolítico.

## Capítulo 5

# SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA UNIÓN

### 5.1 Introducción

Una vez estudiados los elementos del panel, y los elementos primarios, llega el momento de centrarse en la unión entre ambos, por lo que el principal alcance de este apartado es: el estudio del comportamiento de las uniones de los paneles híbridos con los elementos estructurales primarios en la construcción de la superestructura. Entre todas las opciones de sándwich metálicos, se ha seleccionado uno con núcleo en celda de abeja de aluminio, y pieles de acero, siendo este de los más ligeros en el mercado. Para este propósito, se han realizado diferentes análisis numéricos para alcanzar los distintos objetivos, que se describen a continuación.

## 5.2 Objetivos y Análisis

Los objetivos en este análisis son:

- La definición de la unión entre el panel y el primario por medio de una unión mixta. Figura 5.1.
- Optimización de la unión.
- Determinar las practicas adecuadas para mejorar los resultados.
- Salvar en la medida de lo posible las desventajas del material descritas en el Subsubsección 2.4.

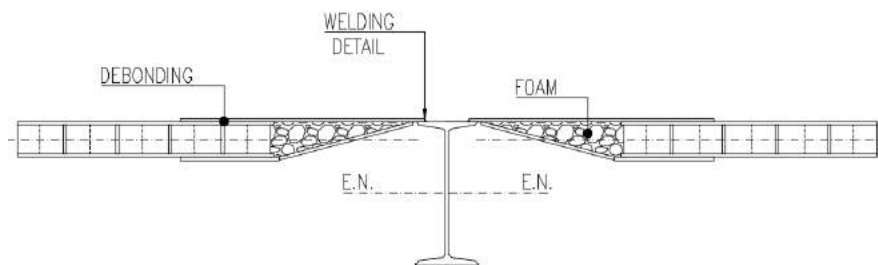


Figura 5.1: Tipo I Unión Primarios – Panel.

Por lo que los análisis para llevar a cabo los objetivos propuestos son:

Primero, una optimización topológica de la unión o pinza para minimizar su peso.

Segundo, una optimización paramétrica de la unión para minimizar las tensiones de Von Mises considerando dos condiciones de solape al panel, perfectamente soldado y por medio de adhesivo.

Y, por último, la comprobación del comportamiento de la unión, verificando el despegue del solape cuando el material adhesivo no es lo suficientemente fuerte para permanecer adherido.



Para alcanzar la solución al problema el método utilizado es el llamado *Rationally Based Design* [27], [26].

La Figura 5.2 muestra diferentes disposiciones de la unión a estudiar.

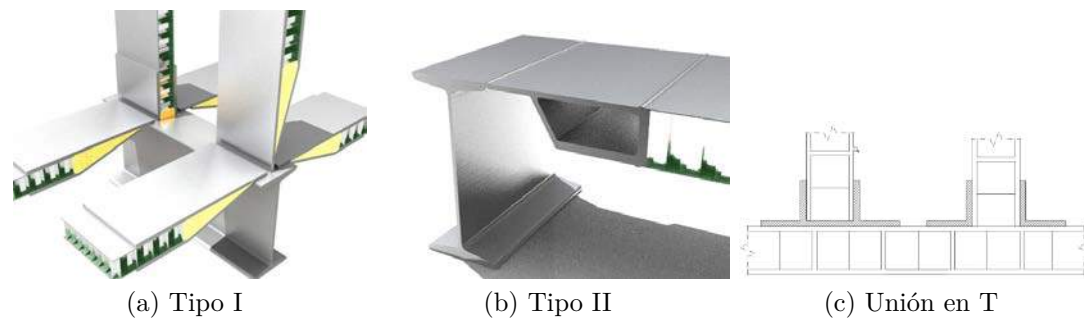


Figura 5.2: Diferentes configuraciones.

La Figura 5.2c muestra la unión más común entre paneles, este tipo de unión se realiza mediante soldadura láser. Sin embargo, la mayoría de los astilleros del mundo no están preparados para este tipo de soldadura, la falta de entrenamiento del personal, y la realización en atmósferas controladas hace imposible una implantación sin un alto coste. Actualmente, la sociedad de clase más involucrada en este problema es el DNV [17]. También existen intentos de astilleros en el norte de Europa de implantar el uso de este tipo de soldadura, pero con una escala de producción muy pequeña y para componentes mecánicos.

La unión estudiada de la Figura 5.2a está realizada mediante procedimientos comunes de soldadura entre la pinza y el primario, y mediante adhesivo entre el panel y la pinza. Por otro lado, la Figura 5.2b necesita ser soldada mediante láser entre el panel sándwich y la pieza de transición, según los estudios de Kozac [34].

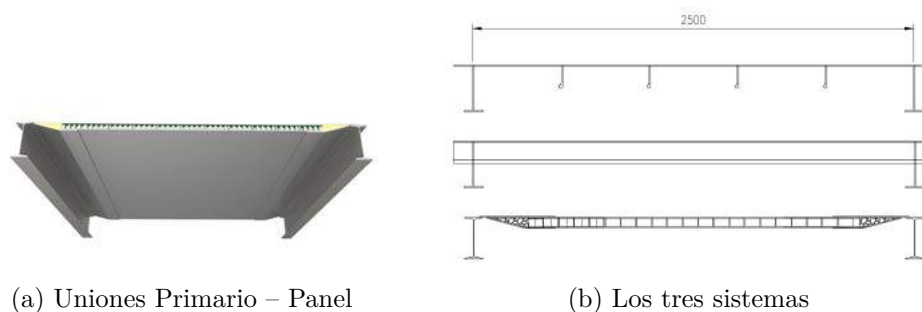


Figura 5.3: Nuevo sistema panelizado.

La necesidad de encontrar una solución al problema pasa por convertirse en una solución sencilla de aplicación en la construcción en los astilleros (Figura 5.3).

## 5.3 Metodología

### 5.3.1 General

EL principal objeto de este apartado es mostrar la secuencia utilizada en el diseño y optimización de la unión (*WAHP*) entre el panel híbrido metálico y los elementos primarios. La unión esta soldada a los elementos primarios y mediante adhesivo unida al panel. Para ello, se realiza un modelo matemático adecuado para simular el comportamiento de la unión. El panel de sándwich está compuesto por dos delgadas pieles de acero, unidas al núcleo de aluminio en panel de celda de abeja mediante un adhesivo, por lo que será necesario definir cómo va a ser modelado. Adicionalmente, se deberán seleccionar las aproximaciones de contacto y fractura capaces de simular el despegue del contacto entre la unión y el panel. Para ello, y después de realizar estudios previos, se selecciona un modelo no lineal basado en *CZM* (*Cohesive Zone Model*) para la simulación del despegue en el interfase adhesivo.

### 5.3.2 Hipótesis

El uso de las uniones híbridas soldadas-adheridas (*WAHP*) entre los paneles, y los elementos primarios, introduce una reducción significativa de peso en las estructuras navales. La única manera de introducirla es asegurándose que todas las áreas relativas a la integridad estructural están bajo los criterios de aceptación de las sociedades de clase, que como se ha visto anteriormente son mucho más conservadores que los de límite del material. Para poder comprobar esto, se somete a la unión a una carga impuesta en su extremo, y se optimiza y comprueba que está bajo esos límites.

Además, la geometría de la unión debe ser definida bajo las siguientes premisas:

I **Fácil** de producir.

II Ampliamente **disponible** para todos los astilleros.

III **Bajo coste**.

De acuerdo a estos requerimientos, la manera más sencilla de realizar la unión debe ser mediante planchas de acero, evitando el uso de piezas fundidas, más costosas. Además, para alcanzar el diseño correcto, las tensiones de Von Mises deben ser mínimas, y los efectos de despegue en la interfaz del adhesivo deben de evitarse.

### 5.3.3 Secuencia de Diseño

La secuencia de diseño seguida se puede ver en la Figura 5.4.

### 5.3. METODOLOGÍA



Figura 5.4: Ciclo de Optimización.

Inicialmente deben definirse los parámetros principales de la unión. Para tal fin, el panel utilizado es el calculado en el proceso de sustitución del panel de acero por sándwich en celda de abeja, con los cálculos mostrados en el Capítulo 4. Utilizando este panel, primero se realiza una optimización topológica para definir la geometría base, Figura 2.1. Esta optimización no debería depender del tipo de material sándwich utilizado, por lo que se realizan distintos modelos con diferentes materiales para definir este punto.

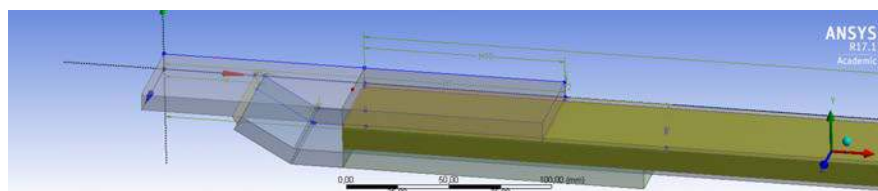


Figura 5.5: Geometría y Sistema de Coordenadas Global.

Una vez, la geometría de la unión está definida, en una segunda fase, el análisis se centra en su comportamiento. Para ello, como hipótesis se considera que el sándwich está perfectamente unido a la pinza, sin efectos de despegue. Esto significa que toda la tensión se transmite desde el panel a la unión como si estuvieran perfectamente soldadas. Los objetivos buscados en esta aproximación son:

- Minimizar la tensión de Von Mises

- Minimizar la tensión de Von Mises en el *WAHP*, y al mismo tiempo en los puntos de discontinuidad de material en los labios superior e inferior.

Después de esta simulación, en una tercera fase, se realiza un modelo CZM en 2D simétrico lineal, para la interfaz de la unión, y aquí se realiza la optimización. En este caso se permite el despegue, y se simula mediante dos tipos de adhesivo, uno fuerte, y otro más débil para comprobar los efectos del despegue en el flujo tensional.

### **Descripción simplificada de los modelos utilizados durante la secuencia de diseño**

El modelo utilizado durante la primera fase tiene el objetivo principal de definir la forma óptima de *WAHP*; se realiza una optimización topológica con dos tipos de modelo uno 2D lineal, y uno 3D en sólidos. El objetivo es de reducir el peso en, al menos, un 20 %.

En la segunda fase, se realiza un modelo 3D estático lineal utilizado para la comparación de resultados.

El modelo de la tercera fase es un modelo 2D linealmente-simétrico, también llamado axi-simétrico, y se incluyen los efectos de despegue mediante un análisis no lineal. Algunas características del modelo son:

- Se incluyen todos los parámetros geométricos que definen la pinza.
- El tipo de análisis es no lineal, y se utiliza la ley constitutiva bilineal de las teorías CZM. La zona cohesiva se simula mediante contactos no lineales y mecánica de fractura.
- Se utilizan las teorías mixtas de despegue, en este modo el interfaz de separación depende de dos componentes, tangencial y normal.
- Para ahorrar tiempo de proceso, debido a que los modelos no lineales de contacto consumen muchos recursos, se realizan muestreos de mínimo 20 experimentos.

## 5.4 Material

### 5.4.1 Panel de Sándwich metálico

EL material constitutivo del *WAHP* siempre es acero, y los materiales utilizados para el panel son acero y aluminio para el núcleo en celda de abeja. Las propiedades de ambos materiales se muestran en la Tabla 5.3 y Tabla 5.1 respectivamente.

En cuanto al modelo en celda de abeja, o honeycomb, se realiza una simplificación a un material monolítico con propiedades anisótropas [2] para el procedimiento de la optimización. De acuerdo a esta teoría, las constantes elásticas, en el plano y perpendiculares al plano, en los modelos continuos de núcleos en celda de abeja pueden ser evaluados como material monolítico.

El núcleo del panel constitutivo del sándwich, escogido para la segunda parte de la optimización, es de tipo hexagonal, siendo esta la más común entre este tipo de paneles. Las propiedades del núcleo se pueden ver en la Tabla 5.2 Las láminas externas están hechas de acero de 2 mm de espesor, y el espesor de la celda se calcula mediante la siguiente ecuación [44]:

$$\rho_{ca} = \frac{8dt_c}{A}\rho_c \cong \frac{8}{3\sqrt{3}}\frac{t_c}{d}\rho_c \quad (5.1)$$

$$t_c = 0,0683mm \quad (5.2)$$

Donde las dimensiones se describen en la Figura 5.6, y pertenecen a la unidad de celda constitutiva.

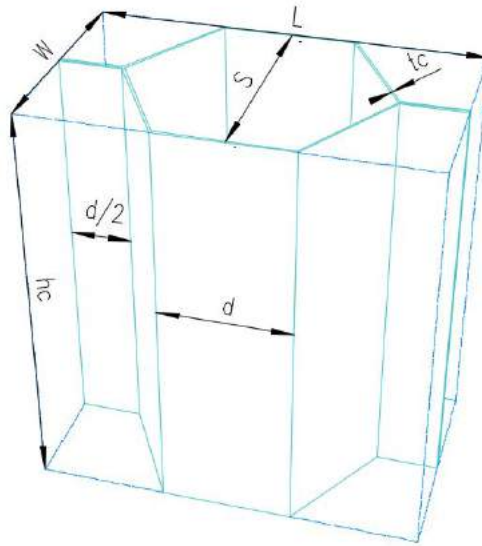


Figura 5.6: Geometría de la Celda Unitaria.

Las características del *honeycomb* se han obtenido de la aproximación por sustitución propuesta por Ashby y Gibson [5][21]. Para ello, se utilizan las cargas más desfavorables en acomodación para las superestructuras en buques, siendo estas las mismas utilizadas en el cálculo del panel, y elementos primarios en el emparrillado. Los detalles se encuentran en el Capítulo 4.

<b>Steel - Material Parameters</b>	
Density ( $kg/m^3$ )	7850
Young modulus (MPa)	200000
Poisson ratio	0.3
Strength to failure (MPa)	460

Tabla 5.1: Propiedades mecánicas del acero utilizado para la pinza y las pieles del panel.

## 5.4. MATERIAL

---

<b>Al 3003 - Material Parameters</b>	
Density ( $kg/m^3$ )	2730
Young Modulus (MPa)	68900
Poisson ratio	0.33
Tensile Y. Strength (MPa)	215
Compressive Y. Strength (MPa)	220
Tensile Ultimate Strength (MPa)	245
Compressive Ultimate Strength (MPa)	250

Tabla 5.2: Propiedades mecánicas de Aluminio 3003 (Núcleo del panel).

<b>Aluminium Core</b>	
Core	11 mm
Cell Size	6
Density ( $kg/m^3$ )	83
Shear resistance L (MPa)	2.40
Shear modulus L (MPa)	430
Shear resistance W (MPa)	1.40
Shear modulus W (MPa)	220
Compression resistance (MPa)	1.50

Tabla 5.3: Propiedades mecánicas del Núcleo de Aluminio[11].

La idealización simplificada del *honeycomb* en 2D y 3D [31] es común cuando el objeto de estudio no es el panel en sí. De esta forma, el tiempo de proceso por ordenador se reduce considerablemente, y la simulación es lo suficientemente precisa para representar adecuadamente el comportamiento global del panel híbrido. Se pueden observar las propiedades en la Tabla 5.4.



Property	Value	unit
Density	83	$kg/m^3$
Orthotropic Elasticity		
Young Modulus X direction	1.304	MPa
Young Modulus Y direction	1.304	MPa
Young Modulus Z direction	1733.2	MPa
Poisson's ratio XY	0.33	MPa
Poisson's ratio XZ	0.0002	MPa
Poisson's ratio XZ	0.0002	MPa

Tabla 5.4: ANSYS: Propiedades mecánicas del Núcleo en celda de abeja considerado un material monolítico.

### 5.4.2 Propiedades del Adhesivo

En la simulación, no se utiliza un adhesivo comercial, además las propiedades del mismo varían según el tratamiento de la superficie, y los materiales a unir. Esta optimización debe de ser independiente de la marca comercializadora del mismo, por lo que se determinan dos tipos de adhesivo, fuerte y débil (cohesive 1 y cohesive 2, respectivamente). Las características necesarias para la simulación del modelo matemático se describen en la Tabla 5.5. Los resultados se compararán posteriormente, y el resultado de la optimización se chequeará con una experiencia de laboratorio, como se verá más adelante.

<b>Material Parameters</b>
Maximum normal stress
Critical fracture energy - Mode I
Maximum tangential stress
Critical fracture energy - Mode II
Normal contact penealty Stiffness
Tangential contact penealty Stiffness
Artificial dampening coefficient

Tabla 5.5: Parámetros necesarios para el modelo CZM

Para el adhesivo 1 los valores que se muestran en la Tabla 5.6. se extraen del módulo de contactos [47], mientras que para el adhesivo 2 los valores se obtienen

## 5.4. MATERIAL

de los estudio desarrollados por *Wahab*, se pueden ver en la Table 5.7.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Fracture-Energies based Debonding			<input type="checkbox"/>	
3	Debonding Interface Mode	Mixed			
4	Tangential Slip Under Normal Compression	No			
5	Maximum Normal Contact Stress	1.7	MPa	<input type="checkbox"/>	
6	Critical Fracture Energy for Normal Separation	1	J m <sup>-2</sup>	<input type="checkbox"/>	
7	Maximum Equivalent Tangential Contact Stress	1.7	MPa	<input type="checkbox"/>	
8	Critical Fracture Energy for Tangential Slip	1	J m <sup>-2</sup>	<input type="checkbox"/>	
9	Artificial Damping Coefficient	1E-05	s	<input type="checkbox"/>	

Tabla 5.6: Adhesivo 1.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Fracture-Energies based Debonding			<input type="checkbox"/>	
3	Debonding Interface Mode	Mixed			
4	Tangential Slip Under Normal Compression	No			
5	Maximum Normal Contact Stress	28	MPa	<input type="checkbox"/>	
6	Critical Fracture Energy for Normal Separation	390	J m <sup>-2</sup>	<input type="checkbox"/>	
7	Maximum Equivalent Tangential Contact Stress	28	MPa	<input type="checkbox"/>	
8	Critical Fracture Energy for Tangential Slip	700	J m <sup>-2</sup>	<input type="checkbox"/>	
9	Artificial Damping Coefficient	1E-05	s	<input type="checkbox"/>	

Tabla 5.7: Adhesivo 2.

### Calidad de Malla

Los diferentes mallados utilizados durante todas las fases del estudio se han definido y comprobado utilizando las herramientas de calidad de malla de ANSYS, esta opción está disponible en el árbol del módulo mecánico, en los controles de mallado. La ecuación aplicada para evaluar la calidad de la malla es la siguiente:

$$Quality = C \left( \frac{Volume}{\sqrt{\sum (Edgelenh^2)^3}} \right) \quad (5.3)$$

Donde el valor de 1 indica que es un hexaedro/cuadrilátero regular perfecto, mientras que un valor de 0 indica que el elemento tiene un volumen de cero para

elementos estructurales de tres dimensiones.

Los valores de  $C$  se muestran en la Tabla 5.8.

Element	C Value
Triangle	6.92
Quadrangle	4
Tetrahedron	124.70
Hexagon	41.56
Wedge	62.35
Pyramid	96

Tabla 5.8: Valores de  $C$  para la calidad de malla[30].

## 5.5 Teorías Matemáticas para la simulación

En este apartado se muestran las teorías matemáticas utilizadas hoy en día para modelizar uniones adhesivas, centrándome en la formulación aplicada y discutiendo las limitaciones y ventajas.

El estudio de la Zona del Adhesivo entre la pinza y el panel, y la interacción entre las uniones dentro del panel mismo, aunque este último no es objeto en el estudio, es el principal obstáculo, por lo que el modelo del problema matemático tiene que ser consistente.

Del mismo modo, se describen a continuación las aproximaciones utilizadas en el problema de optimización tales como, la correlación de parámetros, diseño de experimentos, y los métodos de optimización.

Se presenta un resumen que muestra los aspectos destacados de la metodología utilizada; la secuencia y detalles de los análisis ya se han descrito en el apartado anterior.

### 5.5.1 Resumen

Tipos de análisis realizados en el diseño de la unión, clasificados por orden:

1. Optimización Topológica
2. Optimización Paramétrica
3. Contactos no lineales
4. Fractura

Los tipos de modelos y técnicas utilizadas durante la secuencia de trabajo es:

- i) En Optimización Topológica
  - Simulación 2D
  - Simulación 3D
- ii) En Optimización Paramétrica
  - Geometría Paramétrica
  - Unión perfecta, o soldada (Bonded)
  - Simulación CZM (2D axi-simétrica)
  - En la correlación de parámetros; la correlación de orden de rango de Spearman.
  - En el Diseño de los experimentos se utiliza un muestro OSF (Optimal Space Filling), el OSF es un LHS (Latin Hipercube System) que se ha optimizado para un muestreo del espacio de parámetros.
  - La técnica de Kriging que es eficiente en un gran número de casos, es adecuada para respuestas no lineales muy altas, hace coincidentes los puntos de estudio, y se verifica mediante una gráfica de bondad de ajuste, o Goodness of fit, verificando cuan buena es la aproximación de los elementos obtenidos.
  - Se utiliza un algoritmo genético multiobjetivo, o MOGA (Multi-objective Genetic Algorithm), ya que disponemos de objetivos múltiples, permite una búsqueda global, y se pueden disponer de valores manufacturables para la obtención de resultados, además nos permite relacionar parámetros.

iii) Simulación de des laminación en la optimización paramétrica

- Forma del adherente, estricta.
- Teorías de contacto, modelo de fractura: Cohesive Zone Model.
- Cuando el material despega, el contacto posterior se realiza mediante el método de la penalización de Lagrange aumentada (de aquí en adelante Augmented Lagrange Penalty)
- El orden de los elementos es cuadrático, 9 nodos para los elementos planos y 21 nodos para los elementos volumétricos..

iv) El software utilizado es ANSYS Workbench, y módulos ACT.

### 5.5.2 Modelos de uniones adhesivas

Existe una literatura extensiva de modelos analíticos para un solape, simple y doble. Para poder escoger la teoría a utilizar, y el modelo adecuado para la simulación, se revisan las diferentes propuestas mostradas en la Tabla 5.9, desde la teoría más simple, el análisis elástico lineal en dos dimensiones (*Volkersen, Goland y Reissner*), hasta los análisis plásticos más complejos (*Hart-Smith, Bigwood y Crocombe*). Algunos de los análisis plásticos consideran también un comportamiento no lineal del material adherente, y algunos análisis solo se pueden realizar en un marco de tres dimensiones, ya que están enfocados solamente para el comportamiento del adhesivo.

5.5. TEORÍAS MATEMÁTICAS PARA LA SIMULACIÓN

	Material Linearity						Adherends			
	Adhesive		Adherend		Isotropic	Composite	Similar	Thickness	Dissimilar	Material
	Linear	Nonlinear	Linear	Nonlinear						
Volkersen	X		X		X		X		X	
Goland and Reissner	X		X		X		X		X	
Wah	X		X		X	X	X		X	
Hart-Smith	X	X	X		X		X		X	
Pirvics	X		X		X		X		X	X
Grimes and Greimann	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Renton and Vinson	X		X	X	X	X	X	X	X	X
Srinivas	X		X		X	X	X	X	X	X
Allman	X		X		X	X	X		X	
Ojalvo and Eidinoff	X		X		X	X	X	X	X	X
Delale et al.	X	X	X		X	X	X	X	X	X
Bigwood and Crocombe	X	X	X		X	X	X	X	X	X
Bigwood and Crocombe	X	X	X		X	X	X	X	X	X
Cheng et al.	X	X	X		X	X	X	X	X	X
Crocombe and Bigwood	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Adams and Mallick	X	X	X		X	X	X	X	X	X
Tong	X	X	X		X	X	X	X	X	X
Yang and Pang	X		X		X	X	X	X	X	X
Frostig et al.	X		X		X	X	X	X	X	X
Sawa et al.	X		X		X	X	X	X	X	X
Mortensen and Thomsen	X	X	X		X	X	X	X	X	X
Adams et al.	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Wang et al.	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Smeltzer and Klang	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

Tabla 5.9: Resumen de los modelos analíticos en dos dimensiones [I] – Lineales y No Lineales[13].

CAPÍTULO 5. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA UNIÓN

	Adhesive stresses			Solution	
	$S_x$	$S_y$	$t_{xy}$	Closed-form	Numerical
Volkersen			X	X	
Goland and Reissner		X	X	X	
Wah			X	X	X
Hart-Smith		X	X	X	
Pirvics	X	X	X		X
Grimes and Greimann		X	X		X
Renton and Vinson		X	X		
Srinivas		X	X	X	
Allman		X	X	X	
Ojalvo and Eidinoff		X	X	X	
Delale et al.		X	X	X	
Bigwood and Crocombe		X	X		X
Bigwood and Crocombe		X		X	
Cheng et al.	X	X	X		X
Crocombe and Bigwood		X			X
Adams and Mallick	X	X	X	X	
Tong		X	X	X	
Yang and Pang		X	X		X
Frostig et al.		X	X		X
Sawa et al.	X	X	X		X
Mortensen and Thomsen			X		
Adams et al.				X	
Wang et al.	X	X	X		X
Smeltzer and Klang		X	X		X

Tabla 5.10: Resumen de los modelos analíticos en dos dimensiones [II] – Lineales y No Lineales[13].

### 5.5.3 Modelo de Zona Cohesiva (Cohesive Zone Model)

De entre todas las aproximaciones y teorías mostradas en la Tabla 5.9 y Tabla 5.10, se encuentra uno, *Cohesive Zone Model*, basado en la aplicación de uniones mediante elementos finitos, además es el más usado en los análisis de despegue de material [22]. Este tipo de análisis no tiene limitaciones debidas al tipo de geometría (solamente podríamos encontrarlas debido al tiempo de proceso por ordenador), y se basa en las teorías de fractura lineal (LEFM<sup>1</sup>). En un análisis convencional se debe modelar el adhesivo, y el mallado entre las superficies debe ser lo suficientemente pequeño para poder alcanzar la convergencia; esto, añadido a los atributos físicos de la capa de adhesivo, hace que el análisis sea muy costoso, computacionalmente hablando.

La mecánica de fractura puede dividirse en dos teorías, lineal elástica (LEFM) y elasto-plástica (EPFM<sup>2</sup>). La teoría utilizada por CZM es LEFM, en el estudio de las dos partes el material cohesivo es simulado como una grieta propagándose entre ellos. La grieta se propaga y el material empieza a separarse mientras que ocurre la fractura entre ellos. Se rige mediante una relación constitutiva entre la tracción  $T$  y la correspondiente separación entre capas  $\delta$ . (Figura 5.7).

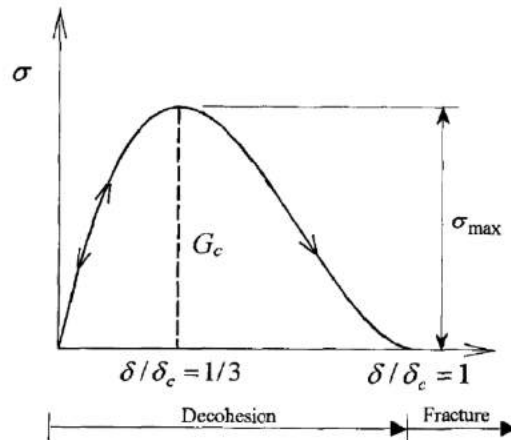


Figura 5.7: Ley cohesiva representando – Esfuerzo de adhesivo Vs. desplazamiento relativo.

Este modelo se define con dos parámetros, dependientes del tipo de adhesivo del

<sup>1</sup>LEFM, Linear Static Fracture Mechanics

<sup>2</sup>Elasto-Plastic Fracture Mechanics



material para alcanzar una solución, tal y como la mecánica de fractura requiere. El daño se inicia cuando las tensiones alcanzan el valor límite  $\sigma_{(max)}$ . El proceso de separación progresa, y la tensión desciende a cero antes de que la fractura ocurra en el desplazamiento crítico  $\delta_c$ .

Se simplifica la ley de la Figura 5.7, la ley cohesiva se simplifica mediante una ley bilineal, en dos tramos, propuesta por Alfano y Crisfield [3] (Figura 3.2), cuyas características principales son:

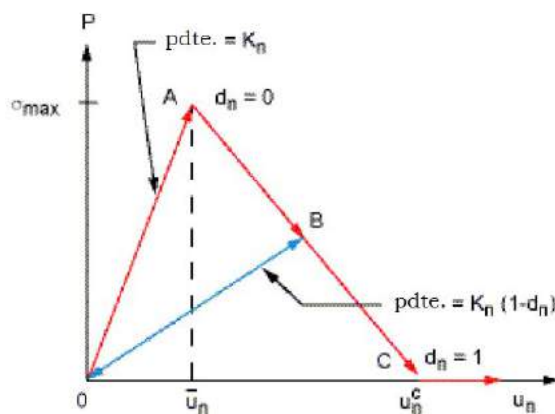


Figura 5.8: Ley Bilineal utilizada en los elementos de contacto 17X.

Para entender cómo funciona la teoría aplicada, se observa que en la anterior figura cuando aplicamos carga, nos movemos siguiendo la línea de color rojo. El área bajo la curva OAC representa la energía de fractura crítica, el daño se incluye de tal manera que, si descargamos la pieza, en la descarga seguiríamos la línea azul BO.

Existen tres diferentes modelos matemáticos, dentro de CZM, para representar el fallo que podemos considerar:

### Modo I

En el Modo I, la separación de las interfaces de los materiales está dominada por un desplazamiento normal al plano de unión. La relación entre la tracción

cohesiva normal  $T_n$  y el salto de desplazamiento normal  $d_n$  puede expresarse de la siguiente manera:

$$\sigma_n = K_n u_n (1 - d_n) \quad (5.4)$$

Donde el despegue o parámetro de daño puede expresarse como:

$$d_n = \left( \frac{u_n - \bar{u}_n}{u_n} \right) \left( \frac{u_n^c}{u_n^c - \bar{u}_n} \right) \quad (5.5)$$

### Modo II

Este modo se define como el modo de separación de las superficies en contacto gobernado por el deslizamiento:

$$\tau_t = K_t u_t (1 - d_n) \quad (5.6)$$

La ley del deslizamiento de la separación-tracción es la misma que para el modo I pero con el uso de un parámetro de separación gobernado por distancias de deslizamiento longitudinal:

$$d_t = \left( \frac{u_t - \bar{u}_t}{u_t} \right) \left( \frac{u_t^c}{u_t^c - \bar{u}_t} \right) \quad (5.7)$$

### Modo Mixto

La separación de las superficies de contacto depende de ambas componentes, normal y tangencial, en las Ecuaciones (5.4) y (5.6) el parámetro de separación se define:

$$d_m = \left( \frac{\sqrt{\left(\frac{u_n}{\bar{u}_n}\right)^2 + \left(\frac{u_t}{\bar{u}_t}\right)^2} - 1}{\sqrt{\left(\frac{u_n}{\bar{u}_n}\right)^2 + \left(\frac{u_t}{\bar{u}_t}\right)^2}} \right) \left( \frac{u_n^c}{u_n^c - \bar{u}_n} \right) \quad (5.8)$$

Donde  $\bar{u}_n$  es la separación máxima para el esfuerzo máximo normal (para Modo I de despegue), y  $\bar{u}_t$  es el deslizamiento máximo para el esfuerzo máximo

cortante (para el Modo II de despegue). La siguiente restricción se satisface automáticamente escalando la rigidez normal o tangencial del contacto:

$$\left( \frac{u_n^c}{u_n^c - \bar{u}_n} \right) = \left( \frac{u_t^c}{u_t^c - \bar{u}_t} \right) \quad (5.9)$$

La energía crítica de fractura (Area –  $A_{OAC}$ ) es la integral bajo la curva mostrada en la Figura 5.8:

Para el Modo 1:

$$G_{CN} = \int_0^{u_n^c} P du = \frac{1}{2} \sigma_{max} u_n^c \quad (5.10)$$

Y para el modo II:

$$G_{Ct} = \int_0^{u_t^c} T du = \frac{1}{2} \tau_{max} u_t^c \quad (5.11)$$

Para el modo mixto ambos, esfuerzos en el contacto tangenciales y normales, contribuyen a la energía total de fractura, y el despegue se completa antes de que los valores crítico de energía de fractura sean alcanzados por las componentes. Por consiguiente, se utiliza un criterio energético basado en la ley de potencia siguiente para completar el despegue de los materiales:

$$\left[ \frac{G_n}{G_{cn}} \right]^2 + \left[ \frac{G_t}{G_{ct}} \right]^2 = 1 \quad (5.12)$$

El análisis numérico del despegue puede encontrar dificultades durante la convergencia, por lo que se introduce en parámetro  $n$ , que tiene unidades de tiempo, en cada uno de los pasos de cálculo de la siguiente manera:

$$\sigma = \sigma^{final} + (\sigma^{inicial} - \sigma^{final}) e^{-\frac{t}{\eta}} \quad (5.13)$$

Después de la separación de los dos materiales adheridos, el comportamiento del contacto definido entre las dos superficies continua como si no hubiera presencia del adhesivo, ya que este está agotado.

El modo escogido para el análisis es el **modo mixto**, ya que tal y como está definida la unión, se presentan efectos de ambas componentes en las zonas de contacto.

### 5.5.4 Modelos de optimización

Para realizar una optimización por objetivos (de aquí en adelante GDO<sup>3</sup>) en un marco de análisis basado en elementos finitos, es útil realizar previamente un estudio del Diseño de Experimentos (de aquí en adelante DOE<sup>4</sup>). Desde el estudio del DOE, se construye una superficie de respuesta, y después el GDO se puede realizar y evaluar.

En el estudio del DOE, cuando aumentan los parámetros de entrada, aumentan drásticamente los puntos de muestreo a generar necesarios para el análisis, la Figura 5.9 muestra el método factorial utilizado que contribuye a reducir el número de puntos para una cantidad alta de parámetros de entrada. Para este fin se utilizan matrices de correlación para reducir los puntos de muestreo, eliminando los que no son necesarios para el problema.

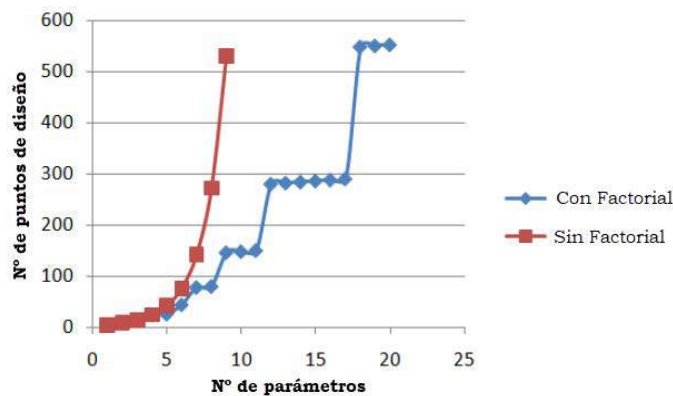


Figura 5.9: Puntos de diseño Vs. Parámetros de entrada.

Al realizar un análisis de varios casos que involucran todos los parámetros, es posible identificar si un parámetro de entrada es importante o no, y así poder eliminarlo. La correlación de parámetros y el diseño de los experimentos se describen brevemente en las siguientes secciones.

<sup>3</sup>Goal Driven Optimization, sus siglas en inglés.

<sup>4</sup>Design of Experiments, sus siglas en inglés.

### 5.5.5 Correlación de parámetros

El costo de la solución de un problema de optimización utilizando elementos finitos puede llegar a ser muy alto cuando el modelo es grande y, en este sentido, es importante conocer la sensibilidad del modelo a los diferentes parámetros, esto se realiza mediante la matriz de correlación. Para el cálculo de la matriz de correlación, debe realizarse un estudio previo de la DOE. Gracias a este análisis se pueden excluir parámetros que no son importantes.

Para tomar valores de muestras aleatorias se disponen de diversas opciones, en este problema se utiliza el método OSF, que es una variante avanzada del método de Latin Hypercube Sampling (de aquí en adelante LHS). Este algoritmo genera muestras con una tolerancia de correlación del 5% (Figura 5.10). Una variante avanzada de este método, el Optimal Space Filling (OSF), se utiliza aquí para el muestreo cuyo objetivo es maximizar la distancia entre las muestras.

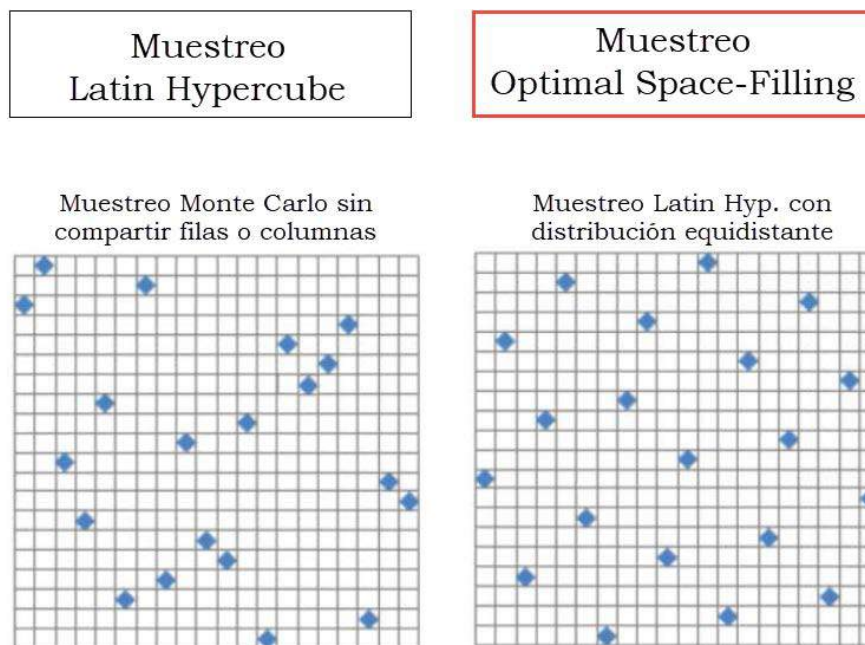


Figura 5.10: Muestra de OSF [47].

La teoría de correlación paramétrica utilizada es la correlación de rango de Spearman, definida en (5.14).

$$r_s = \frac{\sum_i^n (R_i - \bar{R})(S_i - \bar{S})}{\sqrt{\sum_i^n (R_i - \bar{R})^2} \sqrt{\sum_i^n (S_i - \bar{S})^2}} \quad (5.14)$$

donde el numerador es la covarianza de las variables de rango y el denominador es la multiplicación de las desviaciones estándar.

Se distribuye por la t de Student con  $\nu = n - 2$  grados de libertad, y donde t es el coeficiente de correlación y B es la función beta:

$$A(t|\nu) = \frac{1}{\sqrt{\nu} B(\frac{1}{2}, \frac{\nu}{2})} \int_{-t}^t [1 + \frac{x^2}{\nu}]^{-\frac{\nu+1}{2}} dx \quad (5.15)$$

### 5.5.6 Diseño de Experimentos

La metodología de superficie de respuesta utiliza funciones explícitas para representar la relación entre varias variables explicativas o de diseño, y una o más variables de respuesta, utilizando un conjunto de experimentos con la ayuda de un DOE. El mayor beneficio de usar este enfoque es la reducción significativa en el número de experimentos numéricos/físicos necesarios para explorar el espacio de diseño.

Una vez obtenidas las superficies de respuesta del problema, se aplica el algoritmo de optimización a esas funciones, es decir, en lugar de realizar la optimización directamente sobre la ecuación derivada de la discretización del problema por elementos finitos, se realiza la optimización sobre las funciones que relacionan las variables de entrada con las variables de salida. Lo que llevará procesar el modelo tantas veces como muestras.

El propósito del Diseño de Experimentos es, por lo tanto, obtener un conjunto representativo de datos. Para ello, el método de muestreo utilizado es un OSF (Figura 5.10).

La superficie de respuesta se formula por el método de Kriging. Kriging es un algoritmo de meta-modelación adecuado para respuestas altamente no lineales. El método utiliza puntos de refinamiento para apoyar la solución, y éstos se calculan automáticamente cuando el error previsto cae un 3%.

La secuencia del refinamiento utilizada es la siguiente:

1. El refinamiento encuentra nuevos puntos de diseño.
2. Los valores de los parámetros de salida se evalúan con la superficie de respuesta anterior (matemática).
3. Se calculan los valores reales de los parámetros de salida (sustitución de modelos).
4. La superficie de respuesta se actualiza con los nuevos valores.

### 5.6 Métodos de Optimización

Los métodos de optimización pertenecen a una rama de las matemáticas que utiliza modelos matemáticos, estadísticas y algoritmos en un proceso de toma de decisiones, con el fin de mejorar u optimizar un problema determinado.

Existen varias formas o métodos de optimización: métodos basados en el gradiente, métodos de búsqueda directa, y algoritmos genéticos, entre otros, aunque también existen métodos híbridos.

El problema a ser resuelto en este apartado es un problema multiobjetivo, es decir, varias funciones objetivo son declaradas para ser minimizadas. Los primeros autores en reconocer los problemas de optimización multiobjetivo fueron Edgeworth y De Weck [58], y, a principios del siglo XX, Pareto [45]. Para tratar problemas de optimización multiobjetivo, los optimizadores tradicionales basados en gradientes utilizan enfoques de funciones de agregación basadas en la combinación de todos los objetivos en uno solo, ya sea mediante adición, multiplicación o cualquier otra combinación de operaciones aritméticas. El problema es definir cómo se realiza la combinación. Debido a la dificultad de las técnicas de optimización convencionales de extenderse a problemas de optimización multiobjetivo, se ha utilizado en este trabajo un algoritmo genético multiobjetivo (MOGA). La primera implementación de una GA multiobjetivo se remonta a mediados de los años ochenta y, desde entonces, se ha realizado una considerable cantidad de investigaciones en este campo. Los algoritmos evolutivos, como los GAs, parecen ser particularmente apropiados para este tipo de problemas porque buscan un conjunto de soluciones en paralelo de tal manera que, utilizando algunas modificaciones de los operadores utilizados por los GAs,

## 5.6. MÉTODOS DE OPTIMIZACIÓN

---

el proceso de búsqueda puede ser conducido hacia una familia de soluciones que representen el conjunto de soluciones óptimas de Pareto. Por ello, en los últimos años se han propuesto varios EAs multiobjetivos.

En este trabajo se ha optado por el uso de algoritmos genéticos para resolver el problema multiobjetivo, concretamente se ha utilizado el algoritmo NSGA II (segunda versión de Niche Strength Genetic Algorithm) [59].

En comparación con otros enfoques, los MOGAs proporcionan un enfoque más refinado, evitan caer en un mínimo local, identifican los mínimos globales y locales, proporcionan varios candidatos en diferentes regiones y pueden manejar múltiples objetivos simultáneamente [15, 16].

Las siguientes indicaciones se deben seguir cuando se aplica un MOGA:

- El número de muestras iniciales debe ser 10 veces mayor que el número de parámetros de entrada continua, cuanto mayor sea el número, mejor será la aproximación, pero más tiempo de proceso consumirá.
- El número de muestras por iteración debe ser igual o mayor al número de parámetros de entrada y salida, pero igual o menor al número de muestras iniciales.



# Capítulo 6

## OPTIMIZACIÓN

### 6.1 Introducción

En este capítulo se describe en detalle el procedimiento de optimización topológica de la unión, introducido anteriormente como primera etapa del proceso de diseño.

Inicialmente, el modelo mostrado en la Figura 5.1 no fue adoptado ya que no hay ninguna razón en particular para pensar que esta será la configuración óptima. Un bloque de acero (Figura 6.1) con las dimensiones mostradas en la Figura 6.2 y la Tabla 6.1 fue adoptado como geometría inicial para la pinza de unión a los elementos primarios. El objetivo era reducir la masa de este componente y cumplir los requisitos de rigidez.

Para resolver el problema durante esta etapa del estudio, se supone que el borde izquierdo de *WAHP* está sujeto en la parte superior y que la unión entre las caras superior e inferior del panel sándwich, y la pinza está perfectamente adherida.

La función objetivo del problema de optimización, a resolver mediante métodos

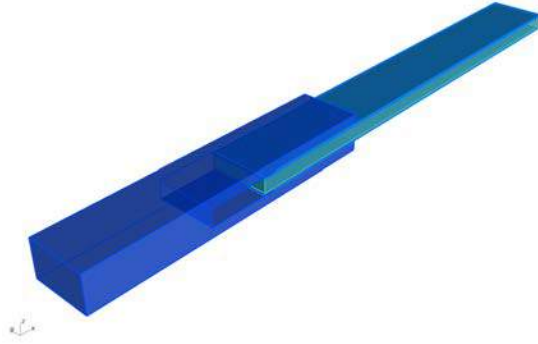


Figura 6.1: Bloque inicial de estudio - Vista 3D

numéricos, se define como la masa total de la pinza  $W$ , y esta debe ser lo más ligera posible. Su expresión es la siguiente:

$$W = a\rho(b_1h_1 - b_2h_2) \quad (6.1)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del acero,  $a$  es la profundidad de la pinza,  $h_1$  la altura y  $b_1$  es la longitud. En la simulación  $a^1$  tiene una longitud suficiente para obtener resultados sin interferencia con los extremos libres.

## 6.2 Optimización 2D

La optimización se realizó en un modelo de tensión plano 2D del *WAHP* (Figura 6.2), obviando el efecto del parámetro  $a$ . La función del objetivo es la misma que se muestra en la Ecuación (6.1). Los valores establecidos en las propiedades del análisis fueron de 210mm a 50mm, y la definición de contacto entre la pinza y el panel fue perfectamente unida, toda la tensión del elemento a unir, pasa al elemento de unión considerada.

---

<sup>1</sup>El parámetro  $a$  de la ecuación (6.1) puede suprimirse en una simulación 2D

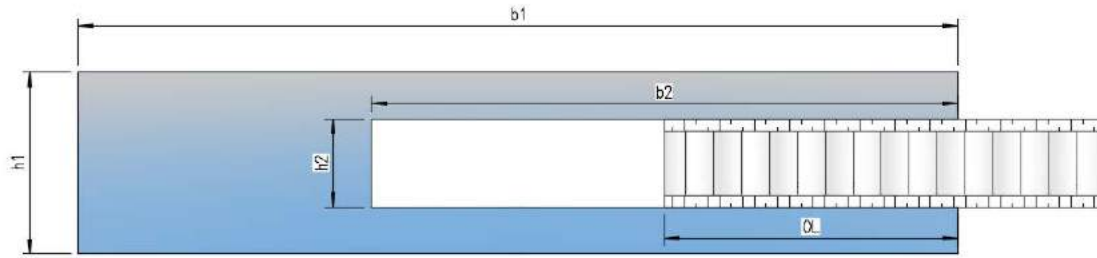


Figura 6.2: Geometría 2D.

	a (mm)	$b_1$ (mm)	$h_1$ (mm)	$b_2$ (mm)	$h_2$ (mm)	t (mm)	OL (mm)
Modelo 2D	2100–50	150	31	100	15	8	50
Modelo 3D	250	150	31	70	15	8	50

Tabla 6.1: Datos geométricos del modelo.

La geometría del modelo se construye en Design Modeler como un multicuerpo (Figure 6.3c) compuesto por el WAHP (foco de la optimización topológica), y el panel sándwich compuesto por tres elementos, dos pieles de acero y un núcleo de aluminio. Para comprobar la sensibilidad de la solución se modificó el parámetro  $b_2$  en el análisis 3D.

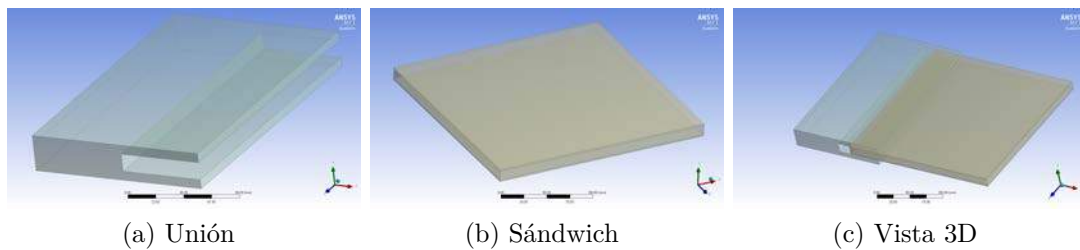


Figura 6.3: Modelo geométrico de partida.

El objetivo principal de este estudio es reducir, al menos, en un 20% la masa inicial de la pinza. Para ello, se realizó un análisis estático lineal, para ver la cantidad de material que trabaja durante la simulación.

## 6.2. OPTIMIZACIÓN 2D

Los materiales se definen como se describe en Sección 5.4.

La malla de elementos finitos se realizó considerando un tamaño máximo de elemento de 3 mm, con un control de mallado por caras, para el área de la pinza, y un tamaño de 5 mm para el resto de los cuerpos ((Figure 6.4a)). En la Figure 6.4b se muestra la calidad de la malla que se puede considerar adecuada; la calidad mínima de todos los elementos del modelo es de 0,669, situada en las pieles sándwich, y la media de todos los modelos es de 0,928, siendo la unidad la mejor malla posible.

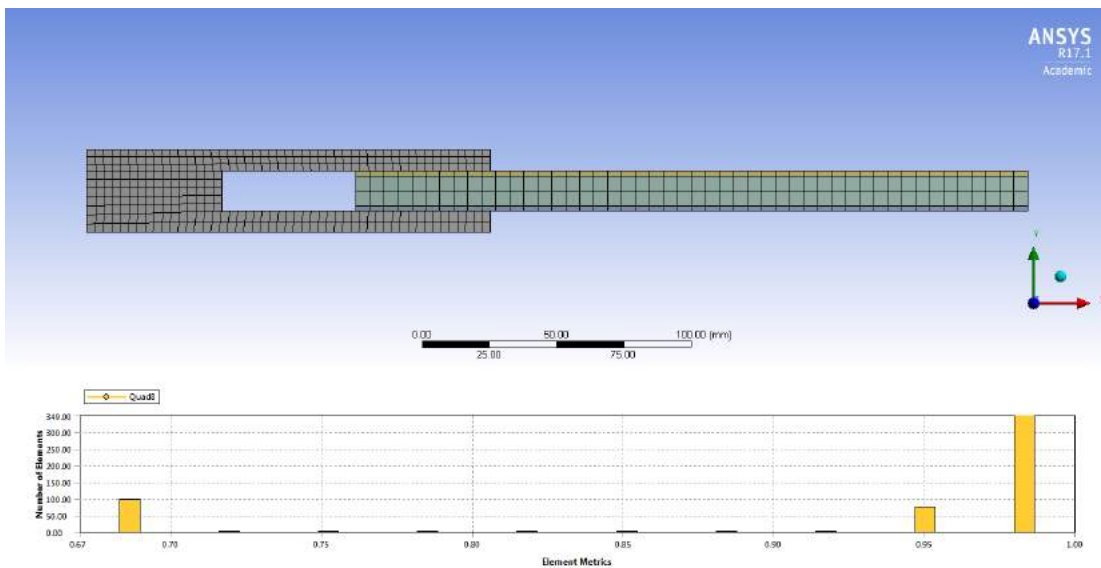


Figura 6.4: Optimización topológica 2D: Calidad de Malla.

Los desplazamientos se limitaron en el tercio superior de la parte izquierda de la pinza, ya que esta parte se soldará a la estructura principal del buque. De la misma manera, se impuso un desplazamiento forzado de 3 mm en dirección vertical negativa en el extremo del panel sándwich (Figura 6.5).

Las Figura 6.6 y 6.7 muestran los resultados de la optimización topológica para los rangos de masas de 0.7 y 0.3, respectivamente. El material que no se muestra en las figuras es el material que puede ser removido sin alterar las soluciones de esfuerzo y desplazamiento de Von Mises.

## CAPÍTULO 6. OPTIMIZACIÓN

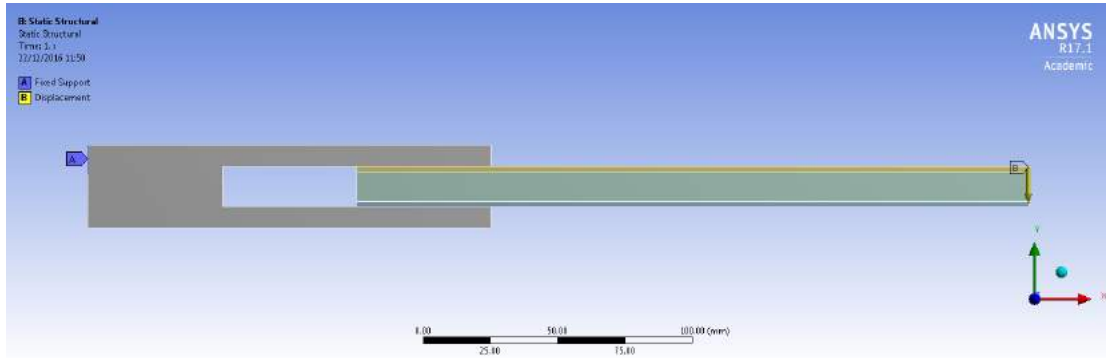


Figura 6.5: Optimización topológica 2D: Condiciones de contorno.

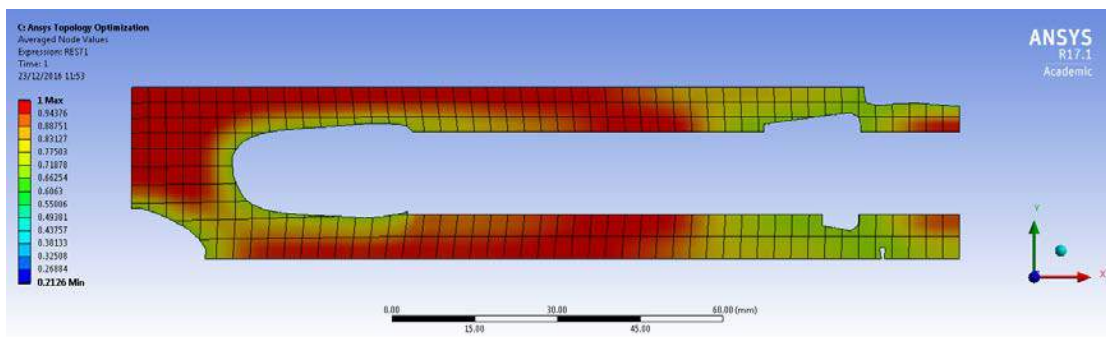


Figura 6.6: Optimización topológica 2D: 0.7 rango de masa.

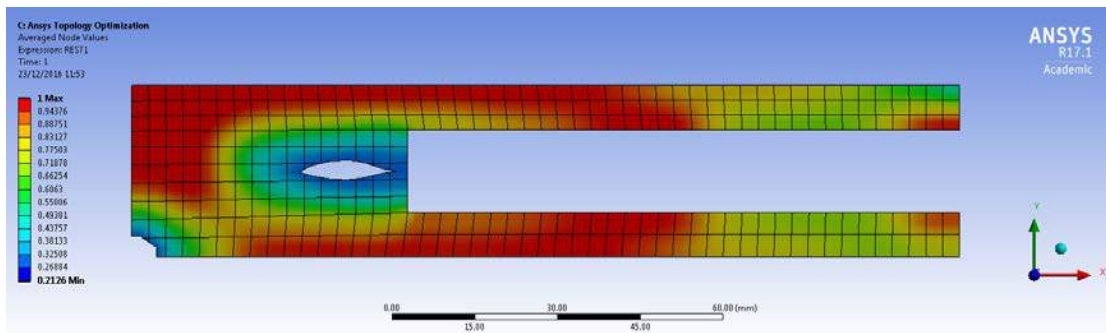


Figura 6.7: Optimización topológica 2D: 0.3 rango de masa.

## 6.3 Optimización 3D

En un estudio posterior, la optimización topológica se realizó mediante un análisis estático lineal en 3D. Para ello, se mantuvieron las mismas condiciones adoptadas en el estudio 2D anterior. El objetivo principal de este análisis es comprobar las principales diferencias, si las hubiera, con el análisis 2D.

La malla de elementos finitos se realizó considerando un tamaño máximo de elemento de 5 mm, con un control de mallado, para el área de la pinza y un tamaño de 15 mm para el resto de los cuerpos (Figure 6.8a). Se realiza el mismo control de malla que el análisis previo, se comprueba la calidad obteniendo una media de 0.88 en todo el modelo, situándose los elementos de menor calidad en las pieles del sándwich. Como se observa en la Figure 6.8b, la calidad de la malla para el bloque completo de la unión es casi igual a uno.

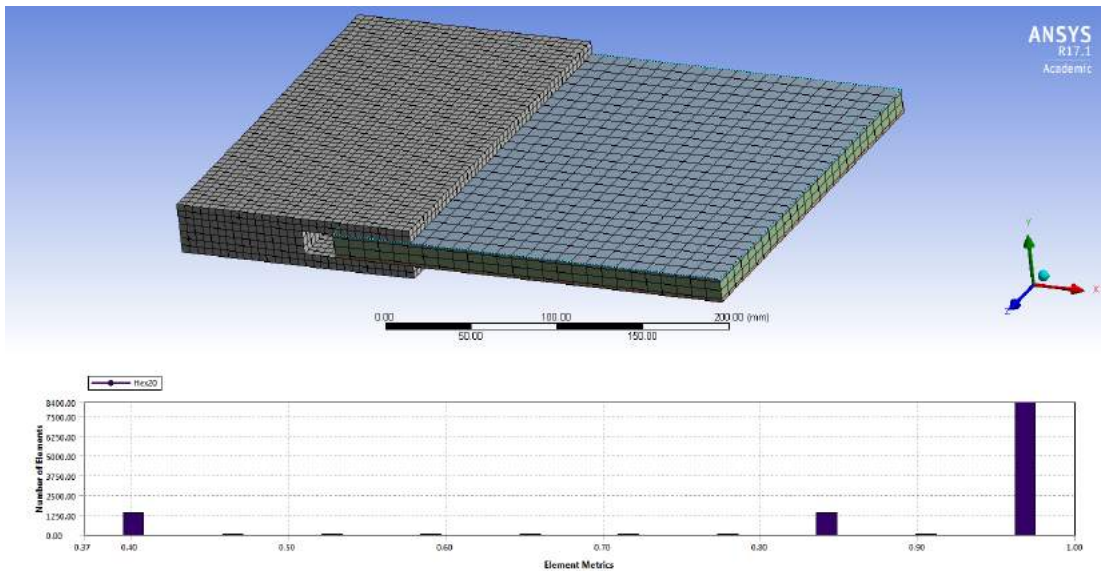


Figura 6.8: Optimización topológica 3D: Calidad de Malla.

Las Figures 6.9 y 6.10 muestran los resultados para los rangos de masas de 0.7 y 0.3, respectivamente. La Figura 6.11 muestra una vista lateral de la Figura 6.9.

## CAPÍTULO 6. OPTIMIZACIÓN

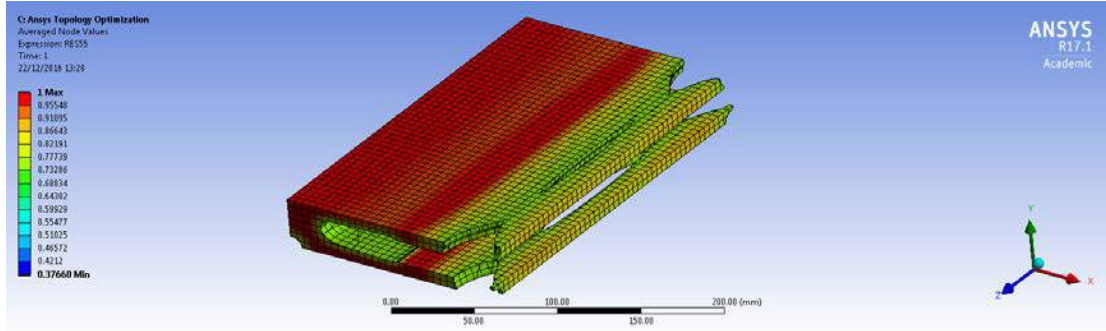


Figura 6.9: Optimización topológica 3D: 0.7 rango de masa.

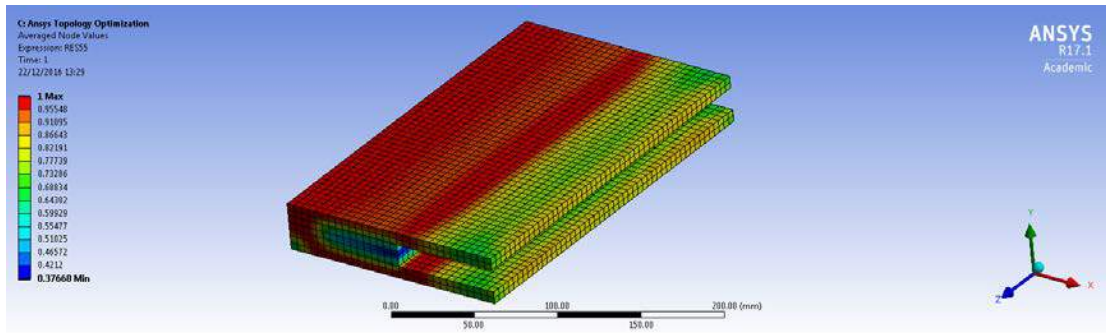


Figura 6.10: Optimización topológica 3D: 0.3 rango de masa.

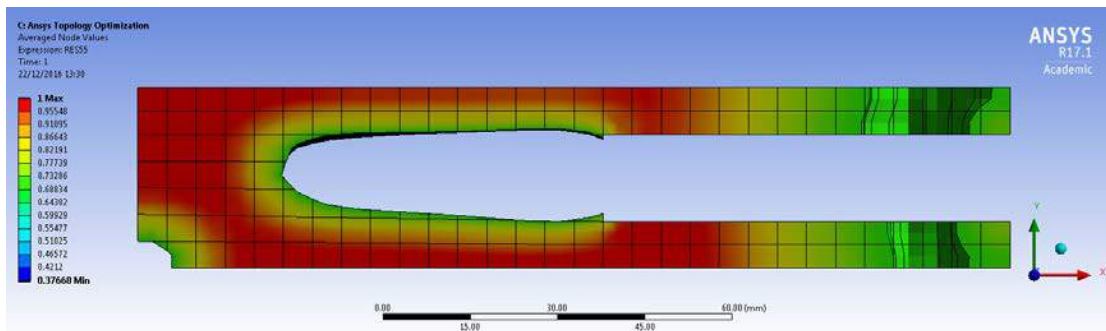


Figura 6.11: Optimización topológica 3D: 0.7 rango de masa – Vista lateral.

## 6.4 Conclusiones

Los resultados de la optimización topológica pueden considerarse similares en ambos modelos. Hay una zona situada en el centro del bloque en bruto que puede ser eliminada del diseño original, ya que el material no está sometido a esfuerzos especiales. Lo mismo sucede en la parte inferior izquierda (Figura 6.12). Como consecuencia de esto, la geometría de entrada a adoptar para la siguiente fase de optimización podría ser la delimitada en la Figura 6.12, y especificada en la Tabla 6.2.

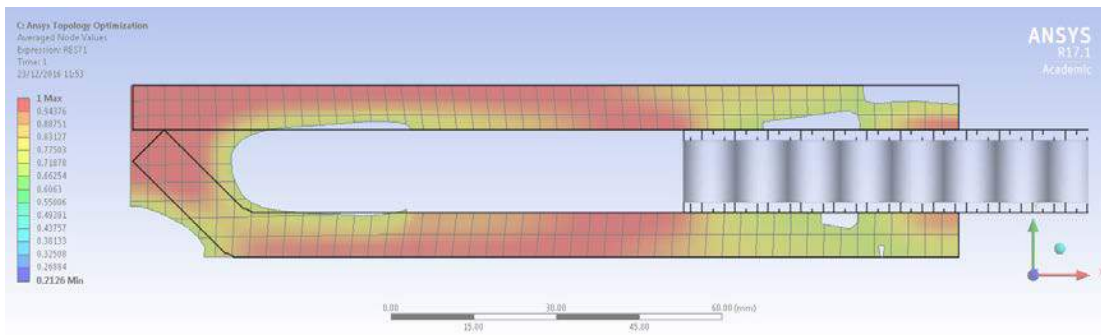


Figura 6.12: Resultado superpuesto con geometría.

Variable	Valor	Tipo
Angle	30 <sup>0</sup>	Angulo
Upperlength	200mm	Longitud
Overlap	100mm	Longitud
Weldp	50mm	Longitud
Lowerlength	250mm	Longitud
Stk	15mm	Longitud
Weldft	4.9mm	Longitud

Tabla 6.2: Semilla Inicial.

La solución no depende de  $b_2$ , se observa que el material no está sometido a esfuerzos. De la misma manera, otro aspecto a considerar de la Figura 6.12 es que hay una parte en el labio superior que no está muy cargada; lo mismo se podría comentar sobre una pequeña área del labio inferior. Esto puede hacer que



## CAPÍTULO 6. OPTIMIZACIÓN

---

se reconsidere la longitud de los labios de la pinza o incluso que se piense en la posible presencia de un chafán. No obstante, con el fin de satisfacer los requisitos de Subsección 5.3.2, en el diseño sólo se utilizarán planchas estándar. De acuerdo con esto, el diseño final adoptado para un estudio posterior se muestra en la Figura 6.13.

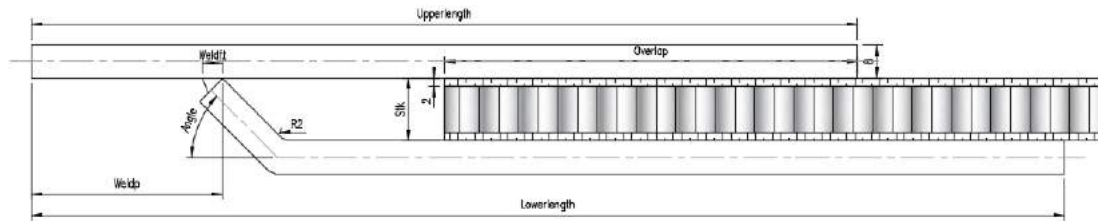


Figura 6.13: Definición geométrica de los parámetros.

El resultado es **independiente** del parámetro a.

## 6.4. CONCLUSIONES

---

# Capítulo 7

## OPTIMIZACIÓN LINEAL EN 3D

### 7.1 Introducción

Una vez determinada la geometría principal de la pinza en el capítulo anterior, el análisis se centra en su comportamiento. Para ello, se considera que el panel sándwich está perfectamente adherido a la pinza, es decir, sin efectos de despegado, convirtiendo el problema en lineal. El objetivo principal de este segundo análisis es la optimización del diseño con el fin de minimizar los esfuerzos de Von Mises en la pinza. La Figura 7.1 muestra una visión general de los esquemas completos del análisis dentro del software.

## 7.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

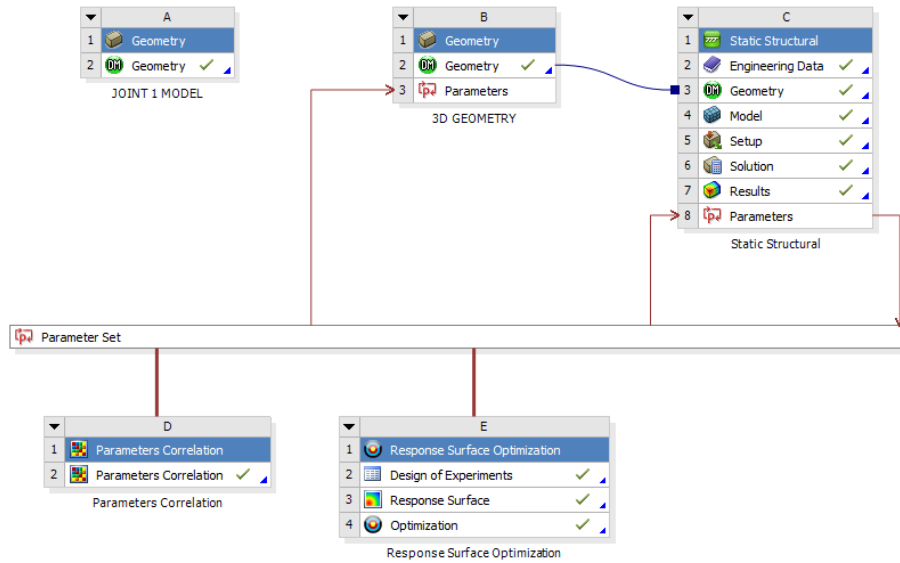


Figura 7.1: Flujo de proyecto en *Workbench*.

## 7.2 Definición del problema

El punto de partida del procedimiento de optimización es la geometría ya definida (Tabla 6.2) El modelo está formado por cuatro partes diferenciadas (Figura 7.2), la pinza, el núcleo y las pieles superior e inferior.

La geometría de estas piezas se parametriza (Figura 7.3). La profundidad del modelo se tomó en 50 mm para reducir el tiempo de cálculo, se observó que no afectaba para la optimización topológica.

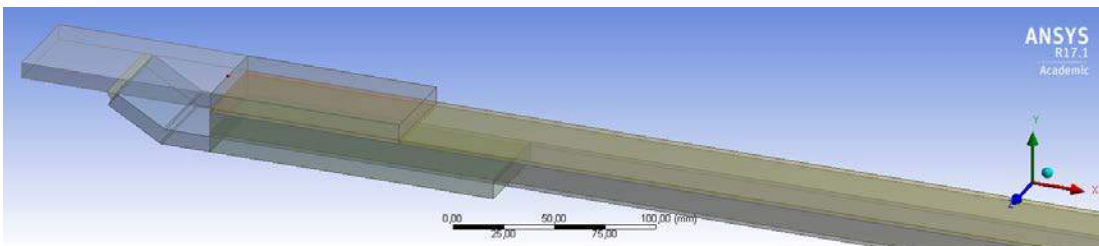


Figura 7.2: Modelo 3D.

## CAPÍTULO 7. OPTIMIZACIÓN LINEAL EN 3D

La longitud del panel sándwich (900 mm) ha sido tomada lo suficientemente larga para evitar interferencias de las condiciones de carga, y en los resultados de la pinza.

Name	Value	Type	Comment
✓ Angle	30 °	Angle	
✓ Upperlength	200 mm	Length	
✓ Overlap	100 mm	Length	
✓ Weldp	50 mm	Length	
✓ Lowerlength	250 mm	Length	
✓ Stk	15 mm	Length	
✓ Weldft	4,9 mm	Length	
✓ D1	50 mm	Length	Raw extrusion - Modify this value
✓ D2	30 mm	Length	
✓ D3	30 mm	Length	
✓ D4	30 mm	Length	
✓ D5	30 mm	Length	
✓ D6	30 mm	Length	
✓ D7	30 mm	Length	
✓ D8	30 mm	Length	
✓ D9	30 mm	Length	
✓ D10	30 mm	Length	

Target	Expression	Type
✓ XYPlane.A7	@Angle	Angle
✓ XYPlane.H1	@Upperlength	Length
✓ XYPlane.H10	@Overlap	Length
✓ XYPlane.H4	@Weldp	Length
✓ XYPlane.H6	@Lowerlength	Length
✓ XYPlane.V3	@Stk	Length
✓ XYPlane.H9	@Weldft	Length
✓ Extrude2.FD1	@D1	Length
✓ Extrude3.FD1	@D1	Length
✓ Extrude4.FD1	@D1	Length
✓ Extrude5.FD1	@D1	Length
✓ Extrude7.FD1	@D1	Length
✓ Extrude8.FD1	@D1	Length
✓ Extrude9.FD1	@D1	Length
✓ Extrude10.FD1	@D1	Length
✓ Extrude11.FD1	@D1	Length
✓ Extrude6.FD1	@D1	Length

(a) Geométricos

(b) Dependencias

Figura 7.3: Parámetros.

Los parámetros de salida a minimizar son las tensiones de Von Mises (en adelante prefijo VM) en diferentes rutas y lugares, tales como *VMGlobal*, *VMUpperSkinjoint*, *VMBottomSkinjoint*, *VMRoot*, y *VMFoot*.

Para resolver el problema de optimización se han definido algunas trayectorias y superficies (Figura 7.4) para extraer información, por ejemplo, a través de trayectorias en la soldadura y a lo largo de las uniones extremas entre la pinza y el panel. En el extremo libre se ha impuesto un desplazamiento forzado de 20 mm<sup>1</sup>.

En el Apéndice A se ha incluido un conjunto completo de imágenes de la solución; las distribuciones de tensiones a lo largo de las trayectorias se muestran en las Figuras A.10–A.14.

<sup>1</sup>con este desplazamiento pudimos alcanzar el valor límite de tensión para el comportamiento lineal del material, en modelos futuros este desplazamiento se redujo a 10mm para comprobar el despegue.

## 7.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

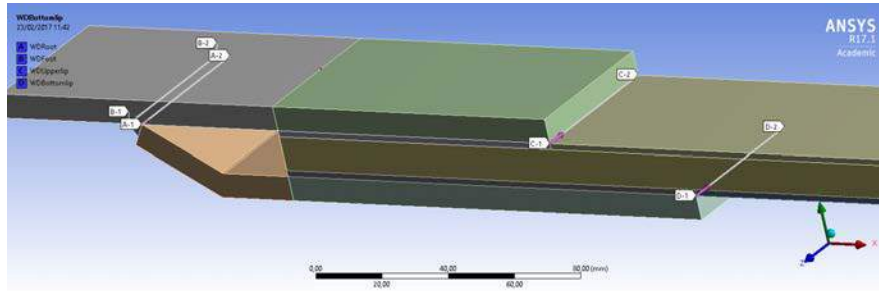


Figura 7.4: Path geometrico par are resultados de Von Mises.

Las propiedades del material para el núcleo se toman de la Tabla 5.4, y los elementos se han orientado para que coincidan con las propiedades de la definición del material con el eje del modelo. Las propiedades del material se definieron orientadas según  $\bar{z}$  en Figura 7.4.

### 7.2.1 Correlación de parámetros

Como primera medida, se realizó un estudio de correlación, para comprobar la sensibilidad de los parámetros de salida a los diferentes parámetros de entrada. Para ello se utilizaron 100 muestras de combinación diferentes, ya que, este número tiene que ser 10 veces mayor que el número de parámetros de entrada.

Los rangos de los parámetros utilizados para el estudio de correlación se muestran en la Tabla 7.1. La matriz de correlación se muestra en la Figura 7.5, y la leyenda se muestra en la Tabla 7.2. Esta matriz representa las sensibilidades entre los parámetros de entrada y los de salida.

CAPÍTULO 7. OPTIMIZACIÓN LINEAL EN 3D

Nombre	Valor	Tipo	Límite Inf.	Límite Sup.
Angle	30°	Angle	15°	45°
Upperlength	200mm	Length	180	250
Overlap	10mm	Length	90	110
Weldp	50mm	Length	10	55
Lowerlength	250mm	Length	200	225
Stk	15mm	Length	13.5	16.5
Weldft	4.9mm	Length	4.24	7.8

Tabla 7.1: Rango de parámetros para el muestreo.

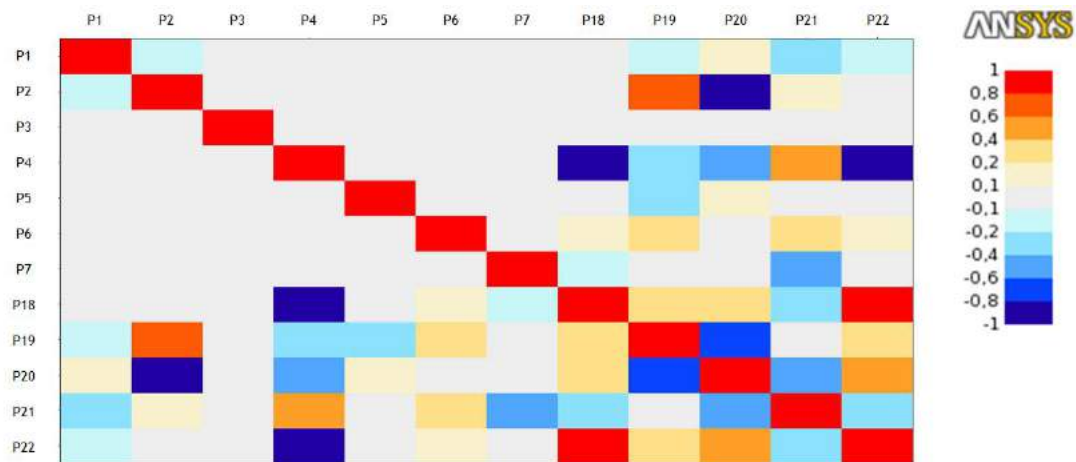


Figura 7.5: Matriz de correlación de parámetros.

De la matriz de correlación no se pudo obtener ninguna conclusión, no es concluyente, no existe un parámetro de entrada que afecte en exceso a los parámetros de salida, por lo que al no ser un numero de parámetros excesivamente alto, de toma la determinación de incluir todos en la realización del resto del análisis.

## 7.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Cod.	Magnitud
P1	Angle
P2	Upperlength
P3	Overlap
P4	Weldp
P5	Lowerlength
P6	Stk
P7	Weldft
P18	VM max. Global
P19	VM max. Unión piel superior
P20	VM max. Unión piel inferior
P21	VM max. Raíz
P22	VM max. Pié

Tabla 7.2: Leyenda.

### 7.2.2 Optimización Global de Von Mises

El primer estudio de optimización que se realiza pretende minimizar el estrés global del modelo, evaluando la tensión de Von Mises (Figura A.13Figura A.13).

La lista de posibles candidatos después de resolver este problema se muestra en la Figura 7.6.

	A	B	C	D	E	F	G
1	Optimization Study						
2	Minimize P18	Goal, Minimize P18 (Default importance)					
3	Seek P6 = 15 mm	Goal, Seek P6 = (Default Importance)					
4	Optimization Method						
5	MOGA	The MOGA method (Multi-Objective Genetic Algorithm) is a variant of the popular NSGA-II (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II) based on controlled elitism concepts. It supports multiple objectives and constraints and aims at finding the global optimum.					
6	Configuration	Generate 100 samples initially, 100 samples per iteration and find 3 candidates in a maximum of 20 iterations.					
7	Status	Converged after 783 evaluations.					
8	Candidate Points						
9		Candidate Point 1	Candidate Point 1 (verified)	Candidate Point 2	Candidate Point 2 (verified)	Candidate Point 3	Candidate Point 3 (verified)
10	P1 - Angle (degree)		44,795		42,259		34,816
11	P2 - Upperlength (mm)		236,08		241,48		243,93
12	P3 - Overlap (mm)		98,01		98,018		108,98
13	P4 - Weldp (mm)		54,505		54,52		51,985
14	P5 - Lowerlength (mm)		224,59		219,09		221,77
15	P6 - Stk (mm)	★★★	14,789	★★	14,694	★★★	14,263
16	P7 - Weldft (mm)		7,2698		6,8208		7,0481
17	P18 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	★★★ 242,83	★★★ 242,43	★★★ 243,37	★★★ 249,92	★★★ 243,24	★★★ 245,81

Figura 7.6: Candidatos resultado de la optimización.



## CAPÍTULO 7. OPTIMIZACIÓN LINEAL EN 3D

Los candidatos han sido comprobados y utilizados para el refinamiento de la superficie de respuesta. El proceso se ha llevado a cabo de forma iterativa hasta que no se ha producido ningún cambio en los candidatos ni en la superficie de respuesta. Finalmente, el candidato marcado en color rojo en la Figura 7.6, es el que se toma como óptimo para esta condición. se ha mostrado como el mejor de todos.

La sensibilidad local del punto candidato se muestra en la Figura 7.7.



Figura 7.7: Sensibilidades de los parámetros.

Una vez que se ha indicado el punto candidato, se extrae su sensibilidad a los parámetros de entrada. La Figura 7.8 muestra la respuesta de la soldadura alrededor del candidato, y la de la soldadura se muestra en la Figura 7.9. Estos son los parámetros más sensibles que afectan al máximo Von Mises global (Gráfica 1 de la columna P18; barras verdes y azules oscuras en la Figura 7.7).

## 7.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

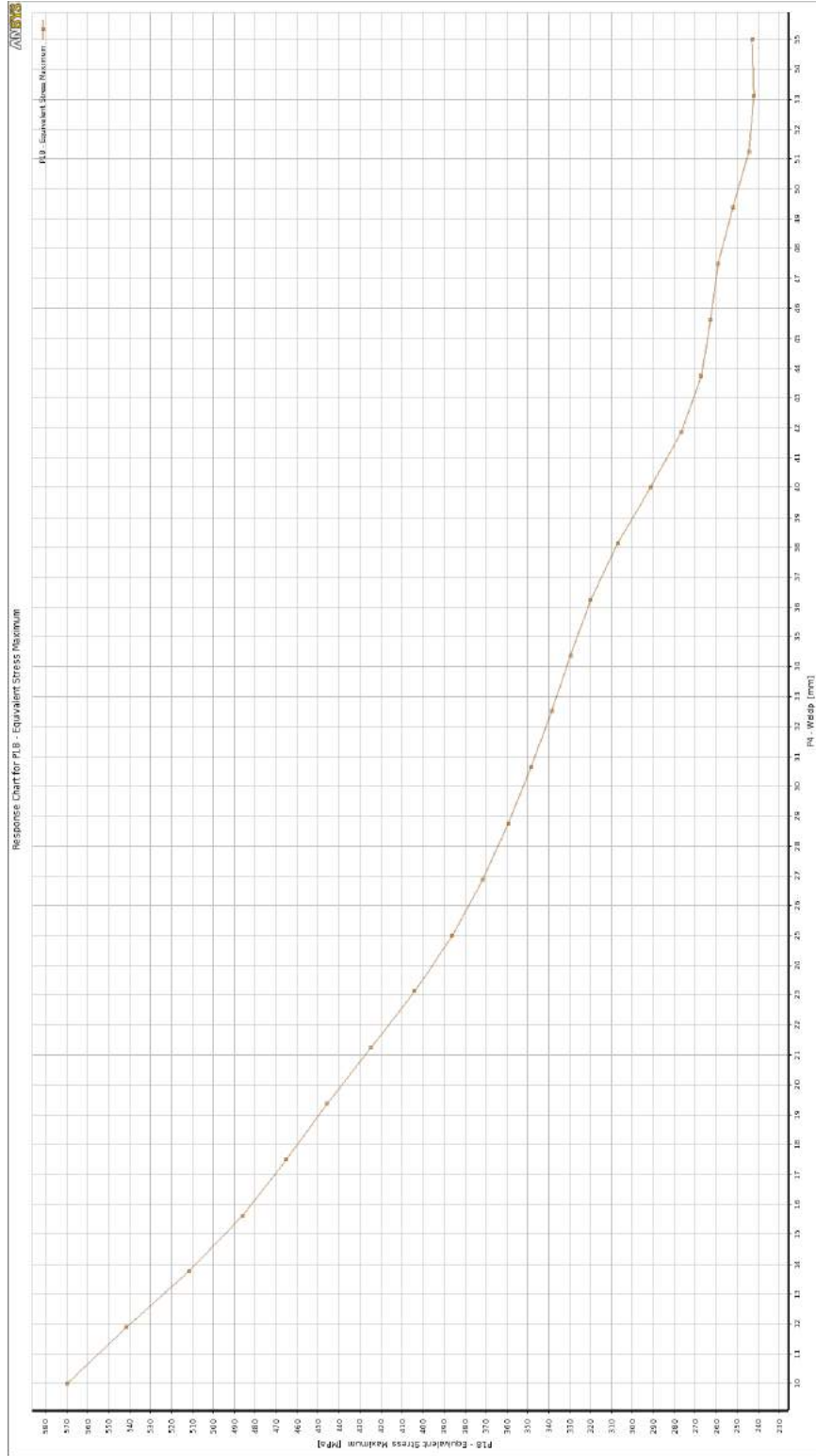


Figura 7.8: *P18 Vs Weldp*  
114

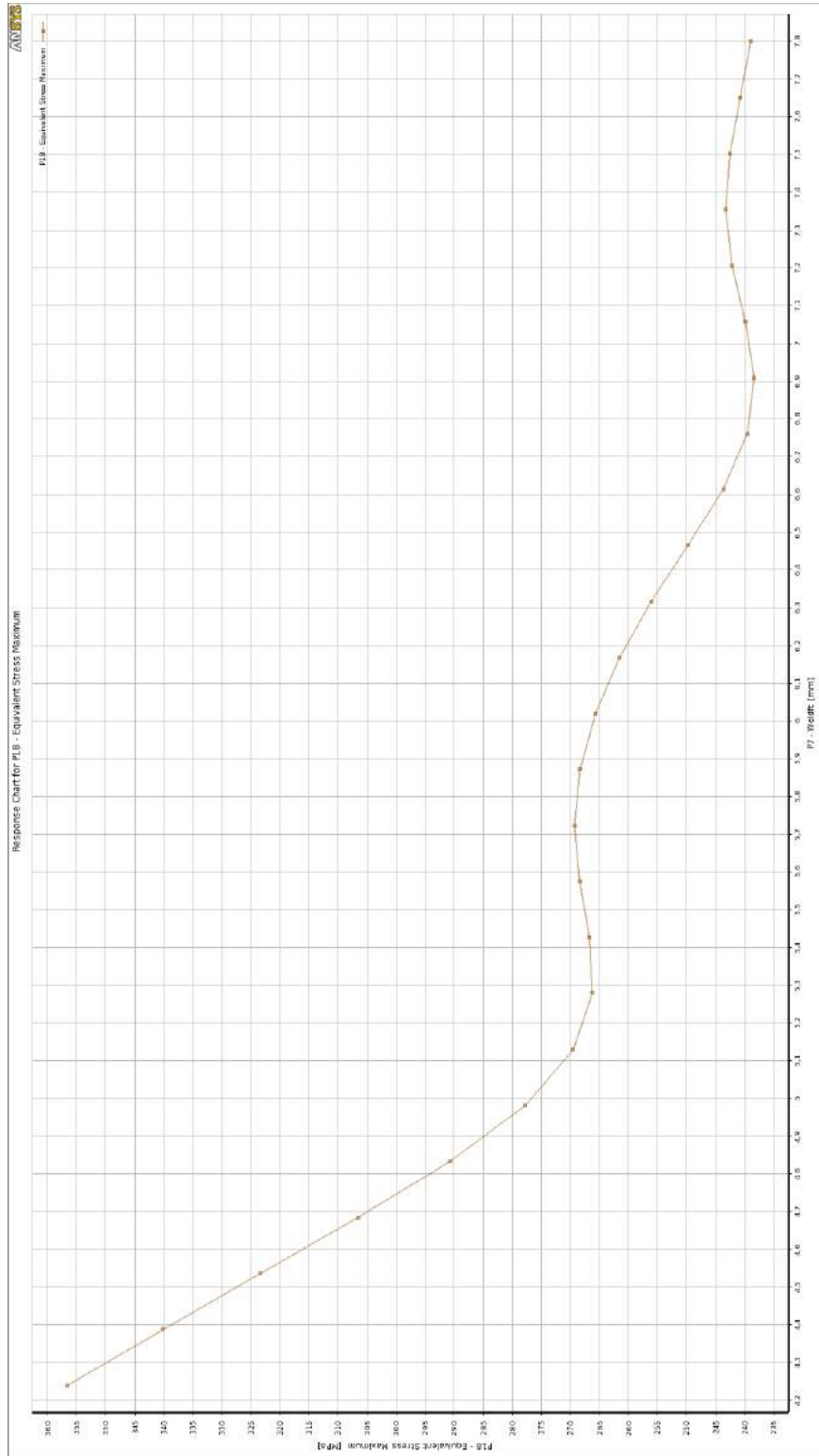


Figura 7.9: *P18 Vs Weldft*  
115

## 7.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El resto de las gráficas de respuesta a los parámetros se encuentran en el Sección A.2.

### 7.2.3 Objetivos de parámetros múltiples

En una segunda etapa del estudio de optimización, se disponen objetivos que minimizan simultáneamente la tensión de Von Mises en la pinza, y las tensiones del labio superior e inferior (Figura 7.10). El candidato marcado en rojo fue verificado como la mejor solución para el problema.

La sensibilidad del punto candidato a los parámetros de entrada se muestra en la Figura 7.11. El estrés global de Von Mises ha sido tomado como parámetro a evaluar. Las barras más largas, coloreadas en verde y azul oscuro, corresponden a los parámetros Weldp y Weldft, lo que significa que la tensión global de Von Mises depende principalmente de la geometría, cuello o pie, y posición de la soldadura.

	A	B	C	D	E	F	G
1	Optimization Study						
2	Minimize P19	Goal, Minimize P19 (Default importance)					
3	Minimize P20	Goal, Minimize P20 (Default importance)					
4	Seek P6 = 15 mm	Goal, Seek P6 = (Default importance)					
5	Minimize P18	Goal, Minimize P18 (Default importance)					
6	Optimization Method						
7	MOGA	The MOGA method (Multi-Objective Genetic Algorithm) is a variant of the popular NSGA-II (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II) based on controlled elitism concepts. It supports multiple objectives and constraints and aims at finding the global optimum.					
8	Configuration	Generate 100 samples initially, 100 samples per iteration and find 3 candidates in a maximum of 20 iterations.					
9	Status	Converged after 393 evaluations.					
10	Candidate Points						
11		Candidate Point 1	Candidate Point 1 (verified)	Candidate Point 2	Candidate Point 2 (verified)	Candidate Point 3	Candidate Point 3 (verified)
12	P1 - Angle (degree)	16,053		19,799		26,85	
13	P2 - Upperlength (mm)	231,65		231,32		242,95	
14	P3 - Overlap (mm)	92,624		101,84		101,85	
15	P4 - Weldp (mm)	54,743		54,829		52,127	
16	P5 - Lowerlength (mm)	208,28		208,22		220,17	
17	P6 - Sk (mm)	★★★ 14,875		★★★ 14,875		★★★ 15,226	
18	P7 - Weldft (mm)		5,1007		5,1004		7,2432
19	P18 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	★★★ 259,27	★★★ 260,98	★★★ 253,63	★★★ 263,75	★★★ 248,55	★★★ 290,5
20	P19 - VMUpperSkinjoint Maximum (MPa)	== 240,12	== 240,62	== 244,19	== 245,31	== 240,43	== 246,2
21	P20 - VMBottomSkinjoint Maximum (MPa)	★★★ 44,141	★★★ 41,573	★★★ 41,629	★★★ 39,852	★★★ 43,878	★★★ 40,759

Figura 7.10: MOGA - Candidatos resultado en multiobjetivo.

## CAPÍTULO 7. OPTIMIZACIÓN LINEAL EN 3D

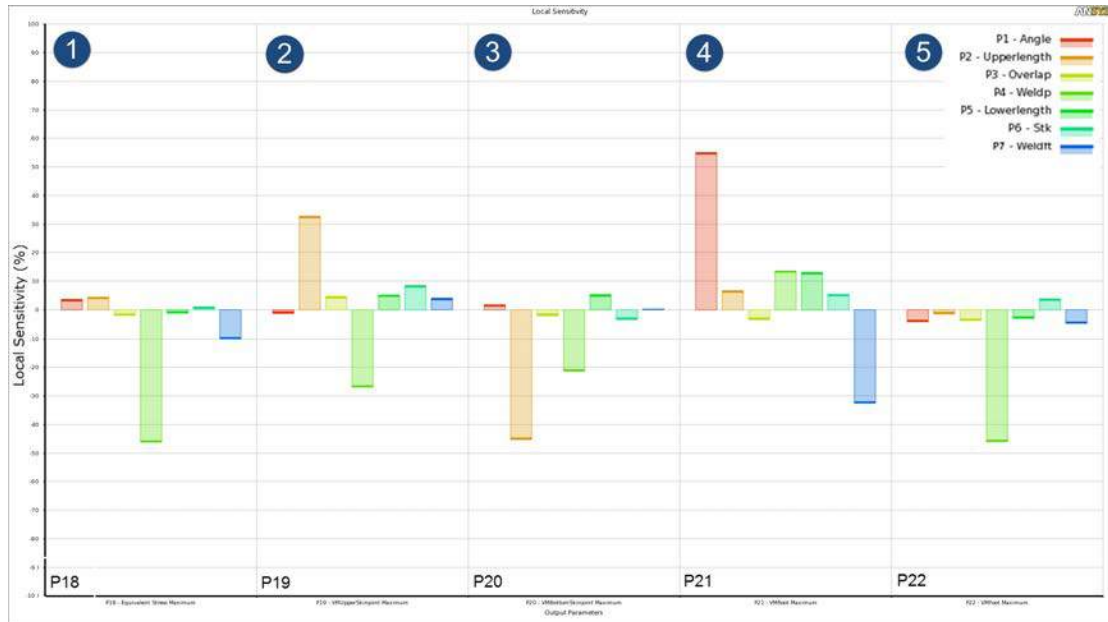


Figura 7.11: MOGA - Sensibilidades de los parámetros.

Las superficies de respuesta para los parámetros de salida relevantes se muestran en las Figuras 7.12–7.14. Cada superficie representa la variación del parámetro de salida correspondiente (P18–P19–P20), la tensión Von Mises, con respecto a los parámetros de entrada más sensibles.

## 7.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

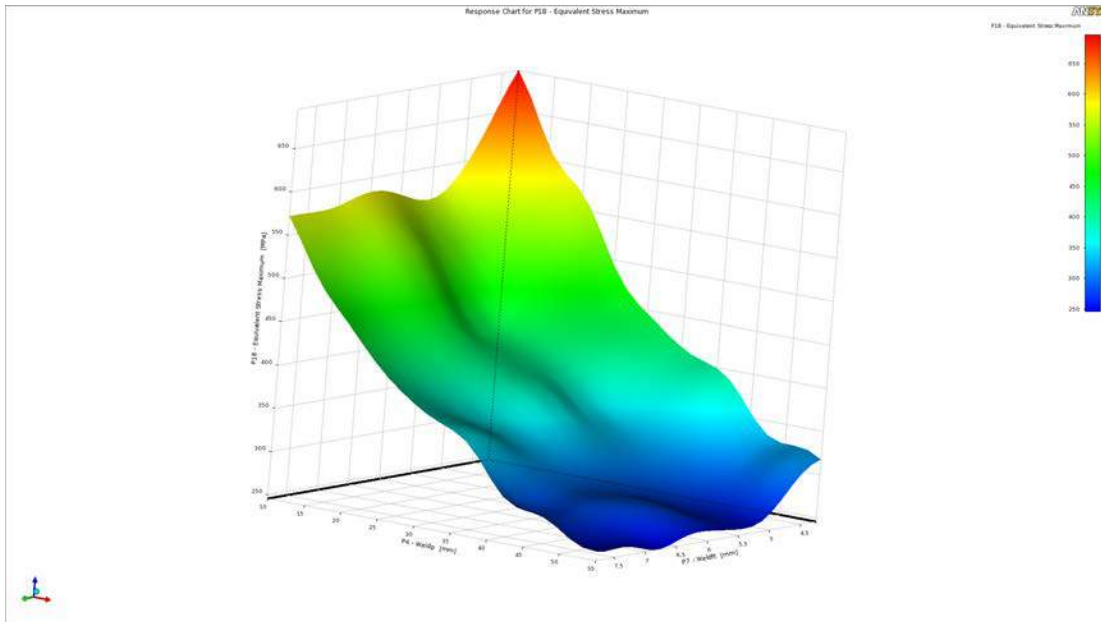


Figura 7.12: [z:P18 Vs x:Weldft, y:Weldp]

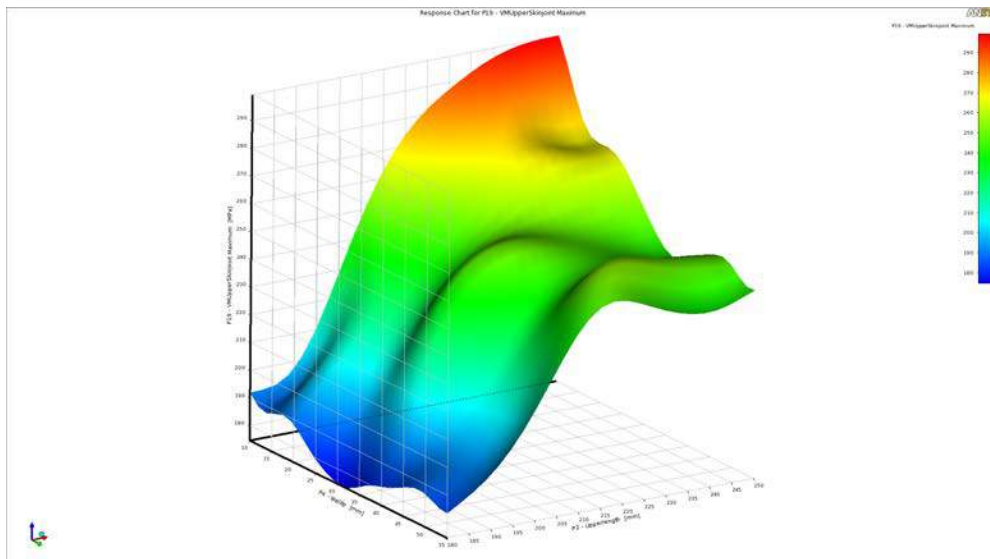


Figura 7.13: [z:P19 Vs x:Weldp, y:Upperlength]

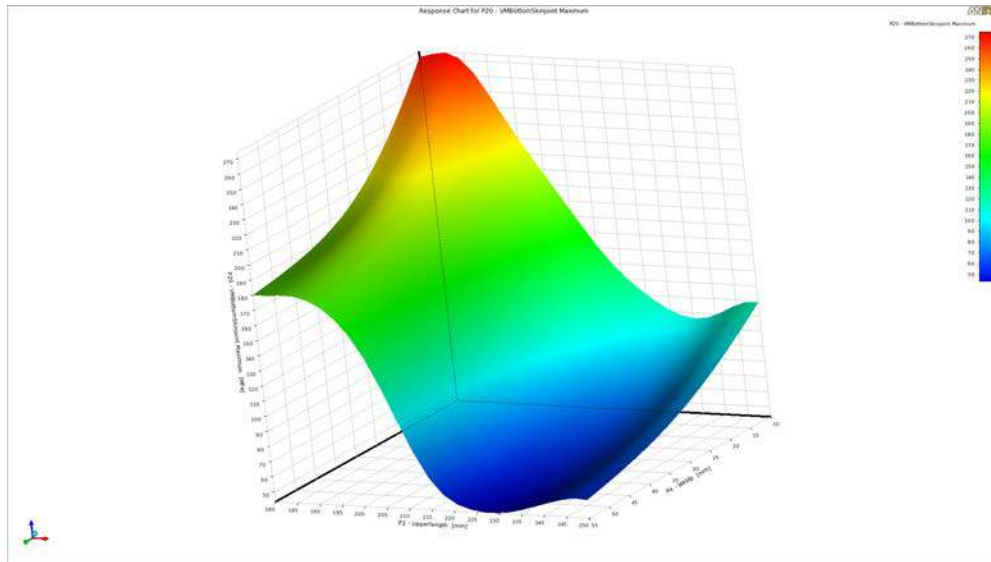


Figura 7.14: [z:P20 Vs x:Weldp, y:Upperlength]

## 7.3 Conclusiones

Los parámetros del diseño óptimo se han separado en dos opciones con distintos objetivos, por lo que la solución no es única. Cuando el objetivo a minimizar incluye la minimización de la tensión de Von Mises en los labios superiores e inferiores, el ángulo se vuelve importante. La Región 4 en la Figura 7.11 presenta la principal diferencia para ambos procesos de optimización, en este caso, el máximo Von Mises en la raíz de la soldadura se convierte en el máximo Von Mises global. El resto de las sensibilidades son muy similares entre los dos análisis.

### 7.3.1 Solución I

En la Figura 7.6 se muestra el candidato óptimo para minimizar la tensión de Von Mises de todo el modelo. Como sus valores geométricos no son factibles para la fabricación, se redondean (Tabla 7.3).

### 7.3. CONCLUSIONES

Nombre	Valor	Tipo	Límite inf.	Constructivo	Límite sup.
Angle	30°	Ángulo	15°	45°	45°
Upperlength	200mm	Longitud	180	235	250
Overlap	10mm	Longitud	90	100	110
Weldp	50mm	Longitud	10	55	55
Lowerlength	250mm	Longitud	200	225	225
Stk	15mm	Longitud	13.5	15	16.5
Weldft	4.9mm	Longitud	4.24	7.5	7.8

Tabla 7.3: Dimensiones constructivas para Solucion I.

La Figura 7.15 muestra el diseño correspondiente a la solución 1.

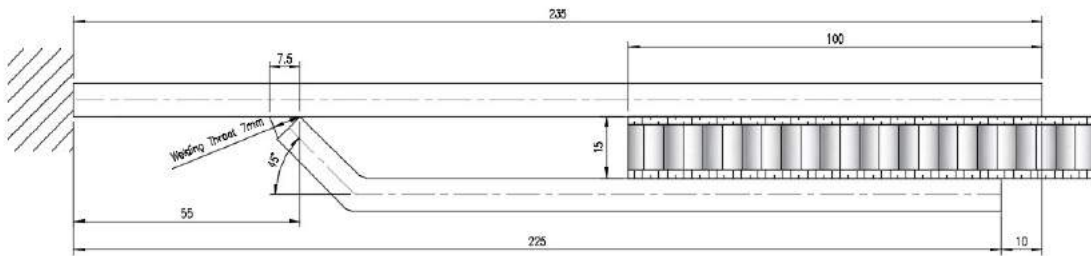


Figura 7.15: Plano de representativo de Solución I.

La Figura 7.16 muestra la distribución de los valores de tensión máxima correspondientes a la solución I; la unión entre la piel del sándwich y el labio superior es la zona más afectada del modelo.

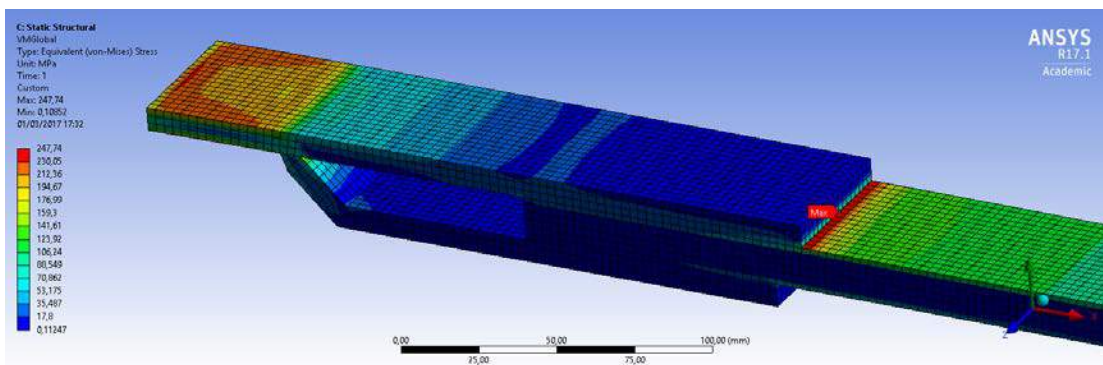


Figura 7.16: Resultado de Von Mises - Solución I.



### 7.3.2 Solución II

En la Figura 7.10 se muestra el punto candidato óptimo para minimizar el estrés global, del labio superior y del labio inferior de Von Mises. Los valores redondeados se muestran en la Tabla 7.4.

Nombre	Valor	Tipo	Límite inf.	Constructivo	Límite sup.
Angle	30 <sup>0</sup>	Ángulo	15 <sup>0</sup>	15 <sup>0</sup>	45 <sup>0</sup>
Upperlength	200mm	Longitud	180	230	250
Overlap	10mm	Longitud	90	90	110
Weldp	50mm	Longitud	10	55	55
Lowerlength	250mm	Longitud	200	210	225
Stk	15mm	Longitud	13.5	15	16.5
Weldft	4.9mm	Longitud	4.24	5.1	7.8

Tabla 7.4: Dimensiones constructivas para Solucion II.

La Figura 7.17 muestra el diseño final. Es muy similar al diseño de la Figura 7.15, excepto por el ángulo, y la garganta de soldadura.

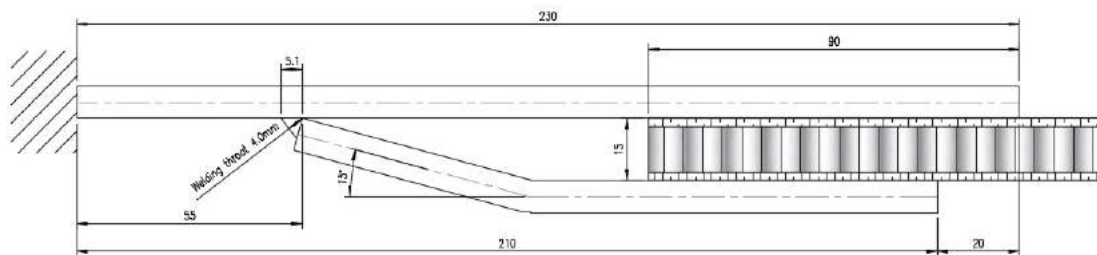


Figura 7.17: Plano de representativo de Solución II.

A diferencia de la solución I, el valor de la tensión máxima se alcanza en el área de soldadura (Figura 7.18) en lugar de en el labio superior. El valor global es menor en la solución I que en la solución II.

### 7.3. CONCLUSIONES

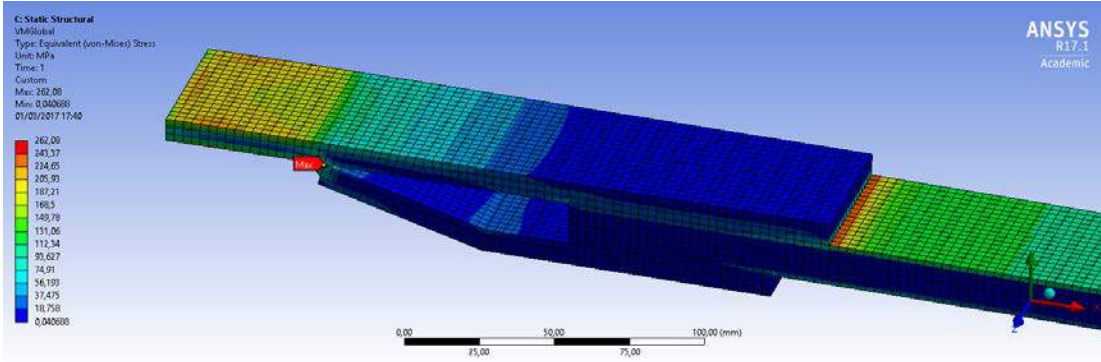


Figura 7.18: Resultado de Von Mises - Solución II.

Un valor más bajo de tensión alrededor del labio superior en la zona final de este con la unión del sándwich, hace pensar que se minimiza la propagación del despegue, por esto se comprobaba en el siguiente apartado con las teorías aplicadas.

## Capítulo 8

# ANÁLISIS DE DESPEGUE NO LINEAL 2D

Hasta ahora, en todos los estudios anteriores, se suponía que el contacto entre las diferentes piezas era lineal. En este capítulo se han realizado estudios de optimización de la WAHP considerando el comportamiento no lineal del contacto. Se ha utilizado el mismo procedimiento de optimización aplicado en el análisis lineal 3D del capítulo anterior. La Figura 8.1 muestra los esquemas completos del análisis.

## 8.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

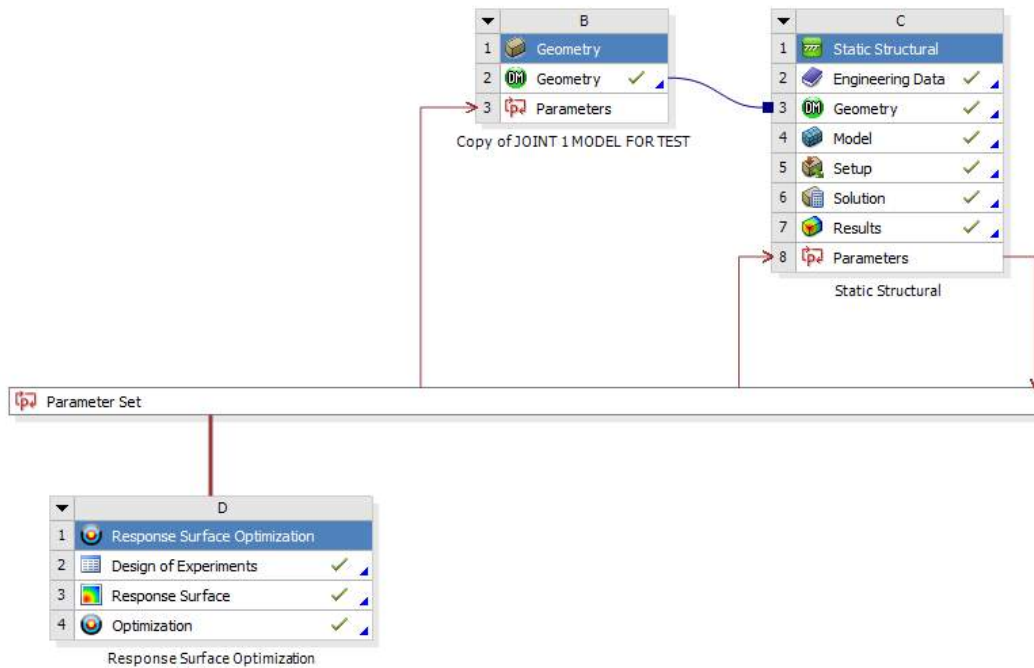


Figura 8.1: Flujo de proyecto en *Workbench*.

El modelo optimizado del Capítulo 7 se analiza mediante la incorporación de un modelo de material de zona cohesiva (CZM) para la interfaz del panel de sujeción. La adhesión se simuló utilizando adhesivos fuertes y débiles, un compendio de resultados se muestran en el Apéndice C.

## 8.1 Definición del problema

Partiendo de la geometría de la optimización topológica, el número de parámetros utilizados para el análisis es el mismo que en la optimización lineal. El problema se resuelve como un análisis de tensiones en 2D, y se realiza considerando la geometría de la unión, el núcleo, y las pieles a ser formadas por las superficies.

Una de las dificultades del problema radica en la buena modelización del área de fractura con el contacto posterior al despegue, ya que el modelo tiene que

converger<sup>1</sup> para cualquier valor de parámetros. Además, otro problema es la reducción del tiempo de resolución<sup>2</sup>. Para ello, el número inicial de experimentos en la optimización se determinó en 20. Sin embargo, los resultados obtenidos fueron lo suficientemente precisos, ya que la muestra fue refinada y verificada.

La calidad de la malla debe ser aceptable en un análisis CZM, y en el proceso de despegue, si es que llega a ocurrir, se ha utilizado un enfoque de contacto Lagrange aumentado. Para ello, la malla entre las superficies en contacto se mapea y se fuerza a tener un tamaño de 1 mm. Las zonas más sensibles son las regiones extremas del contacto (Figura 8.2).

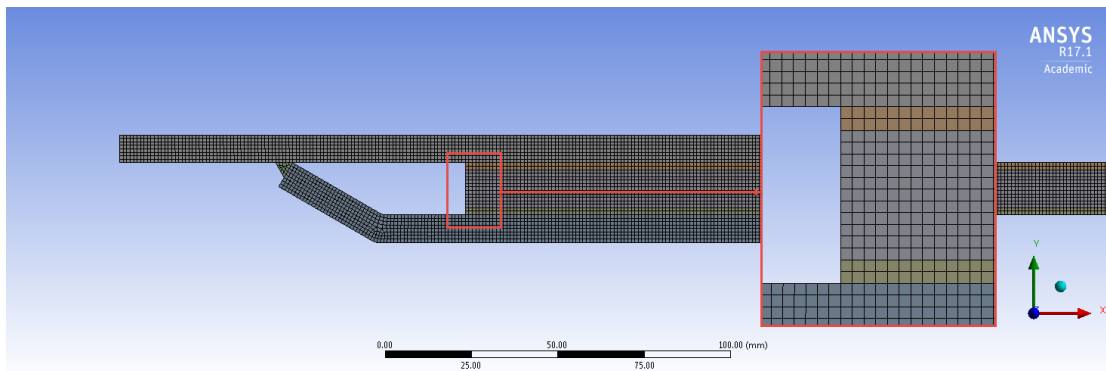


Figura 8.2: Detalle de malla en modelo.

### 8.1.1 CZM Definición de contactos

El contacto se ha definido con un modelo CZM de teoría de fractura. La Figura 8.3 muestra las dos áreas de contacto definidas, A y B.

El material elegido para la cohesión de la unión con el panel es un adhesivo duro (Tabla 5.7).

<sup>1</sup>La malla y el paso del tiempo están directamente relacionados con la convergencia.

<sup>2</sup>Un solo modelo consume aproximadamente 3 horas de proceso.

## 8.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

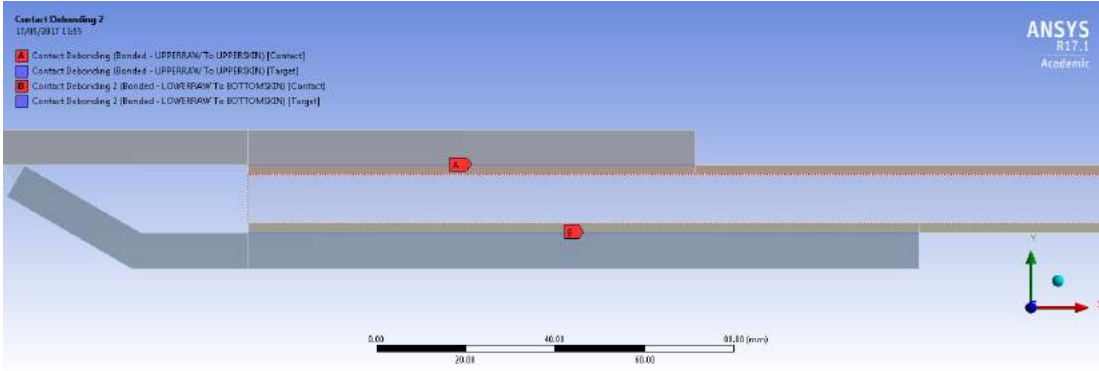


Figura 8.3: Definición de las áreas de contacto.

Los cuatro puntos mostrados en la Figura 8.4, vinculados a los nodos de las pieles, han sido elegidos como puntos de control. Los desplazamientos de estos puntos revelarán cualquier síntoma de despegue o deslizamiento entre las superficies.

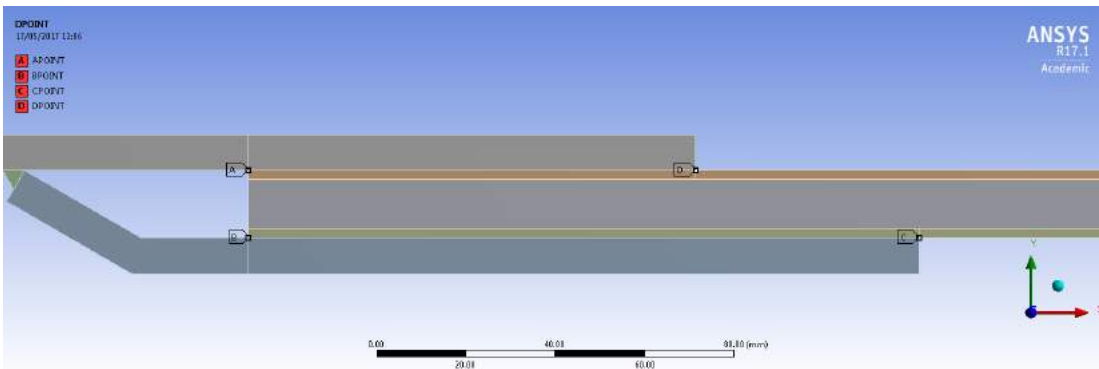


Figura 8.4: Puntos de control.

Estos puntos coinciden con los elegidos para definir las trayectorias en el modelo de optimización 3D (Figura 7.4). De esta manera, las tensiones resultantes de Von Mises pueden ser comparadas. Se ha activado el análisis de deflexión grande y, debido a la no linealidad del problema, se ha resuelto en diferentes pasos Tabla 8.1. Junto con esta configuración y el control de la malla, se aseguró la convergencia para el análisis paramétrico.

Substeps	
Inicial	1. e+005
Mínimo	100
Máximo	1. e+009

Tabla 8.1: Límites de pasos intermedios o Substeps.

## 8.2 Problema Multiobjetivo

Los objetivos a minimizar simultáneamente son la tensión de Von Mises en la pinza, y en los labios superiores e inferiores. Sin embargo, el objetivo de la pinza se fijará con mayor importancia. Los candidatos resultantes fueron verificados, y las muestras de la Figura 8.5 fueron agregadas al diseño de experimentos para refinar el análisis.

Optimization Study						
Minimize P19	Goal, Minimize P19 (higher importance)					
Seek P6 = 15 mm	Goal, Seek P6 = (Higher Importance)					
Minimize P23	Goal, Minimize P23 (Default importance)					
Minimize P20	Goal, Minimize P20 (Default importance)					
Optimization Method						
MOGA	The MOGA method (Multi-Objective Genetic Algorithm) is a variant of the popular NSGA-II (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II) based on controlled elitism concepts. It supports multiple objectives and constraints and aims at finding the global optimum.					
Configuration	Generate 100 samples initially, 100 samples per iteration and find 3 candidates in a maximum of 20 iterations.					
Status	Converged after 1079 evaluations.					
Candidate Points						
	Candidate Point 1	Candidate Point 1 (verified)	Candidate Point 2	Candidate Point 2 (verified)	Candidate Point 3	Candidate Point 3 (verified)
P1 - Angle (degree)	43.725		44.85			43.912
P2 - Upperlength (mm)	234.97		234.17			241.75
P3 - Overlap (mm)	106.06		91.664			104.65
P4 - Weldp (mm)	54.551		54.505			53.759
P5 - Lowerlength (mm)	221.68		223.58			223.32
P6 - Stk (mm)	★ 14.044		↔ 13.738			↔ 13.688
P7 - Weldft (mm)		7.7514		7.7709		7.685
P19 - VMPATHUPLAMP Maximum Maximum Value Over Time (MPa)	★★ 130.09	★★ 134.28	★★ 132	★★ 131.12	★★ 120.68	★★ 131.91
P20 - VMPATHDWCLAMP Maximum Maximum Value Over Time (MPa)	★★ 43.957	★★ 47.485	★★ 49.232	★★ 47.913	★★ 48.99	★★ 50.48
P23 - VMGLOBAL Maximum Maximum Value Over Time (MPa)	★★ 153.88	★★ 149.54	★★ 138.24	★★ 141.19	★★ 144.18	★★ 145.11

Figura 8.5: Candidatos.

Las sensibilidades de los parámetros en torno a los candidatos se representan gráficamente en la Figura 8.6. La descripción de P19, P20 y P23 se incluye en la Tabla 8.2. Como se ha observado, todos los parámetros afectan a la solución, excepto la longitud superior en caso de considerar la tensión global de Von Mises.

### 8.3. CONCLUSIONES

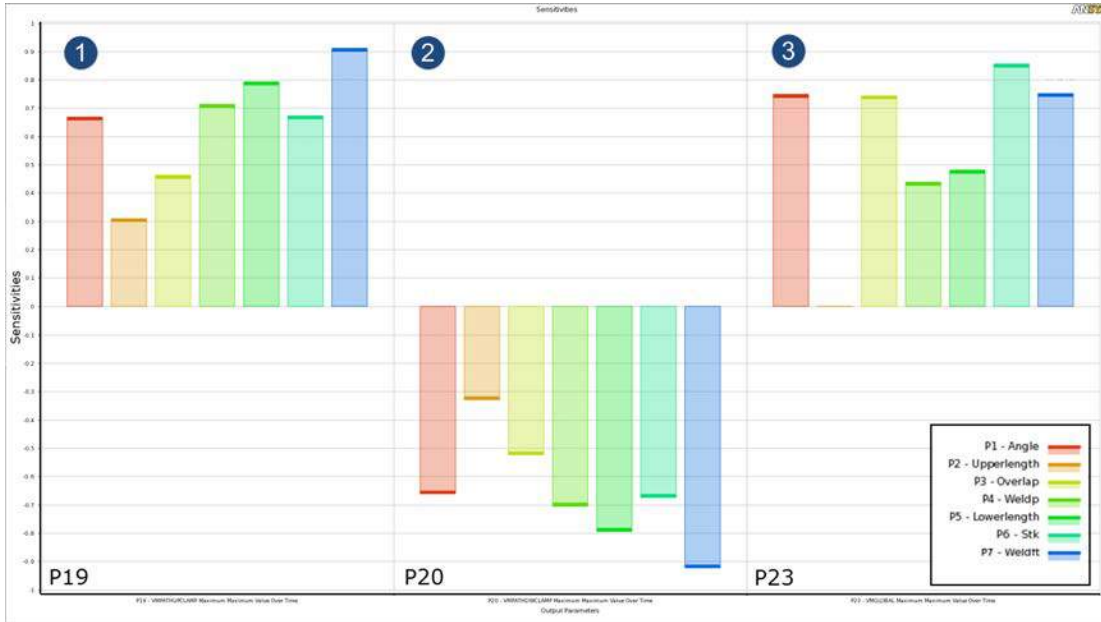


Figura 8.6: Sensibilidad de parámetros.

Código	Magnitud
<b>P19</b>	<i>Max. Von Mises unión Upperskin</i>
<b>P20</b>	<i>Max. Von Mises unión Bottomskin</i>
<b>P23</b>	<i>Max. Von Mises Global</i>

Tabla 8.2: Leyenda.

## 8.3 Conclusiones

Las dimensiones resultantes de todos los candidatos son casi las mismas, no hay grandes diferencias, pero el menor valor del estrés global de Von Mises se encuentra en Candidato 2. La variación entre las tensiones de la VM alcanza un 5,92 % en la Candidato 1, y hasta un 2,77 % en la Candidato 3 como se muestra en la Figura 8.7.



## CAPÍTULO 8. ANÁLISIS DE DESPEGUE NO LINEAL 2D

Reference	Name	Maximum	P21 - Sliding Distance Minimum Minimum Value Over Time (mm)	P22 - Gap Minimum Minimum Value Over Time (mm)	P23 - VMGLOBAL Maximum Maximum Value Over Time (MPa)	
		from Reference			Parameter Value	Variation from Reference
<input type="radio"/>	Candidate Point 1		-0.0011755	-0.00092006	★★ 153.88	8.99 %
<input type="radio"/>	Candidate Point 1 (verified)		-0.0011504	-0.00090212	★★ 149.54	5.92 %
<input type="radio"/>	Candidate Point 2		-0.0010038	-0.00075822	★★★ 138.24	-2.09 %
<input checked="" type="radio"/>	Candidate Point 2 (verified)		-0.001051	-0.00082898	★★★ 141.19	0.00 %
<input type="radio"/>	Candidate Point 3		-0.0010575	-0.00084207	★★★ 144.18	2.12 %
<input type="radio"/>	Candidate Point 3 (verified)		-0.0010764	-0.00084893	★★★ 145.11	2.77 %
	<i>New Custom Candidate Point</i>					

Figura 8.7: Diferencias entre candidatos solución del algoritmo.

En segundo lugar, el valor de la longitud superior (P2) no es un parámetro clave. Sin embargo, los parámetros relativos a la soldadura son los más sensibles en cualquier objetivo de Von Mises (P4P7).

El área de contacto entre la unión y el labio superior (punto de control D) presenta menos tensión de la esperada, Figura 8.4.

Como se hizo en los análisis lineales, la solución ha sido redondeada, para así obtener los valores fabricables del *WAHP*. Las Figura 8.8 and 8.9 presentan las diferentes sensibilidades de la solución en torno a la fabricación y los valores teóricos relativos a la tensión global. Los gráficos sólo muestran diferencias insignificantes.

### 8.3. CONCLUSIONES

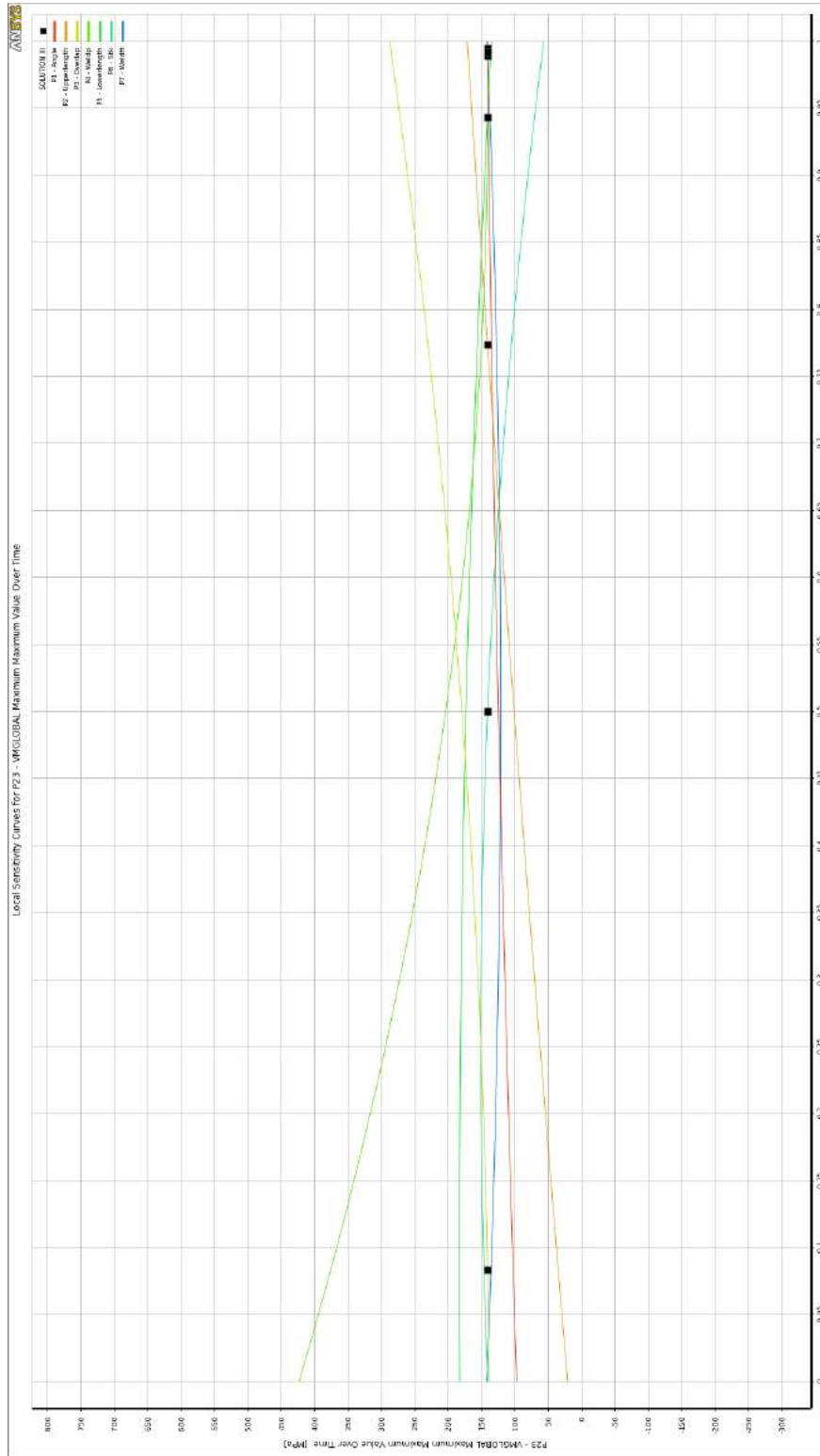


Figura 8.8: Curvas de sensibilidad teórica local para parámetro P3.

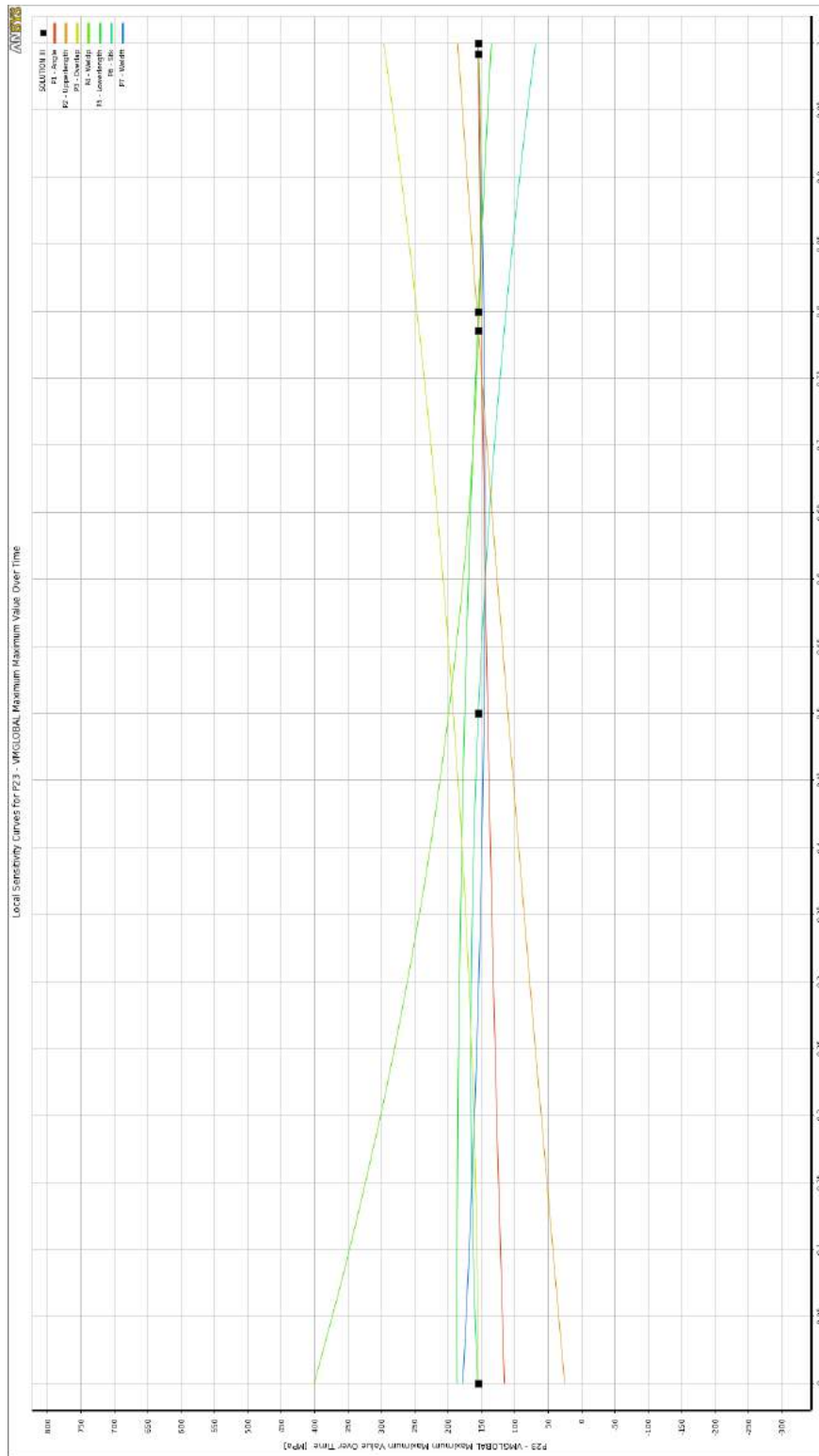


Figura 8.9: Curvas de sensibilidad local para valores de fábrica - Parámetro P3.

### 8.3.1 Solución III

Las dimensiones óptimas del candidato que minimizan los esfuerzos de Von Mises (global, labio superior e inferior) se muestran en la Tabla 8.3. Al igual que en soluciones anteriores, los valores de fabricación son ligeramente diferentes a los teóricos. La Figura 8.10 muestra el diseño óptimo final.

Nombre	Tipo	Óptimo teórico	Constructivo
Angle	Ángulo	44.85	45°
Upperlength	Longitud	234.17	235
Overlap	Longitud	91.664	100
Weldp	Longitud	54.505	55
Lowerlength	Longitud	223.58	220
Stk	Longitud	13.738	15
Weldft	Longitud	7.7709	7.7

Tabla 8.3: Dimensiones constructivas para el cálculo del diseño óptimo.

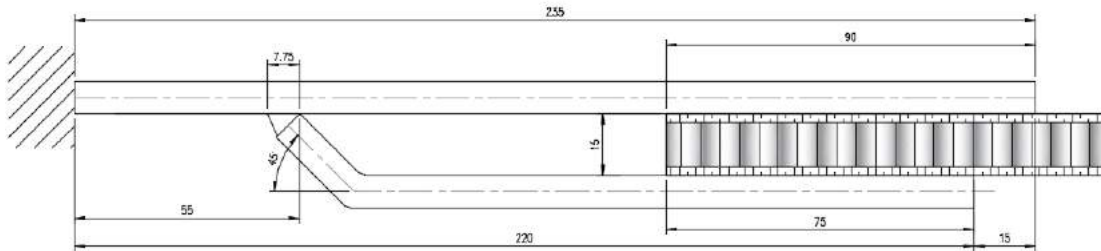


Figura 8.10: Solucion constructiva III.

Las tensiones alcanzadas en la última etapa del análisis se muestran en la Figura 8.11. La tensión máxima de Von Mises se alcanza cerca del límite en el primer extremo de la unión.

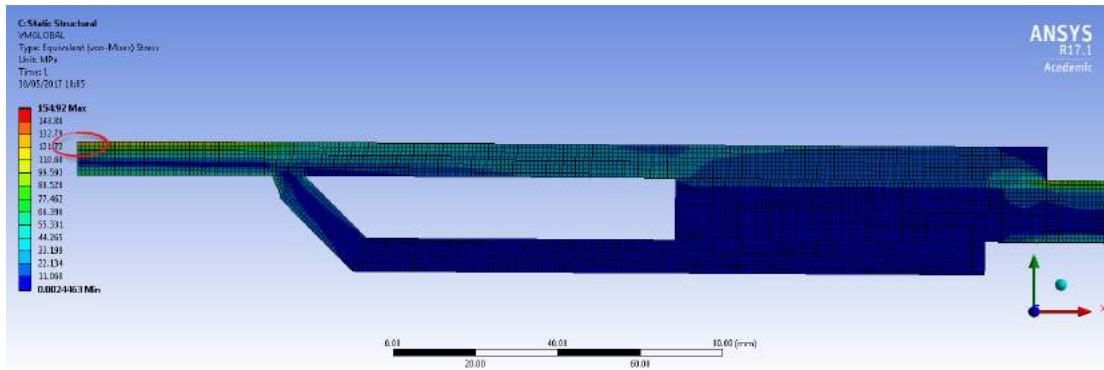


Figura 8.11: Tensión de Von Misses.

## 8.4 Discusión de Resultados de los Análisis.

Las soluciones I y III son muy similares. Las dimensiones resultantes de la pinza se muestran en el Figura 8.12.

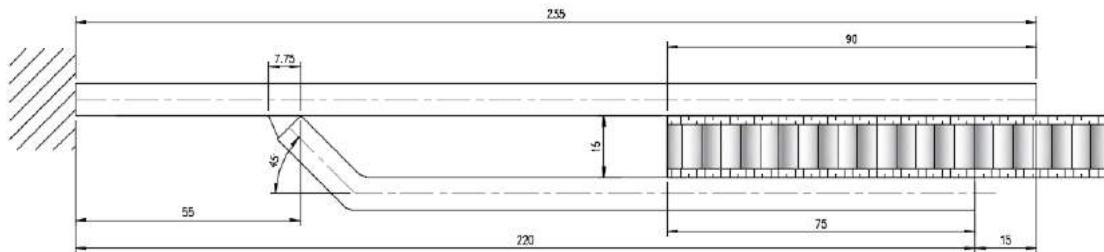


Figura 8.12: WAHP

La **Unión** final es fácil de producir, y consiste en dos placas del mismo grosor soldadas convencionalmente. Es una solución con un coste menor que la pieza original fundida.

La solución III (Figura 8.13) es un 42,95% más ligera que el punto de partida (fundición original); como resultado todo el sistema híbrido es ya un 56,5% más ligero que la estructura actual sustituida, incluyendo el WAHP, por lo que podemos afirmar que resulta **una solución más ligera** que los sistemas

## 8.4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS DE LOS ANÁLISIS.

---

estructurales actuales.

La ubicación del punto de soldadura es la misma para todos los modelos sin importar el ángulo, la garganta de soldadura, o el nivel tensional. Los parámetros de salida son más sensibles a la geometría de la soldadura, pero la ubicación del punto de soldadura es el único parámetro que permanece casi constante en cada solución.

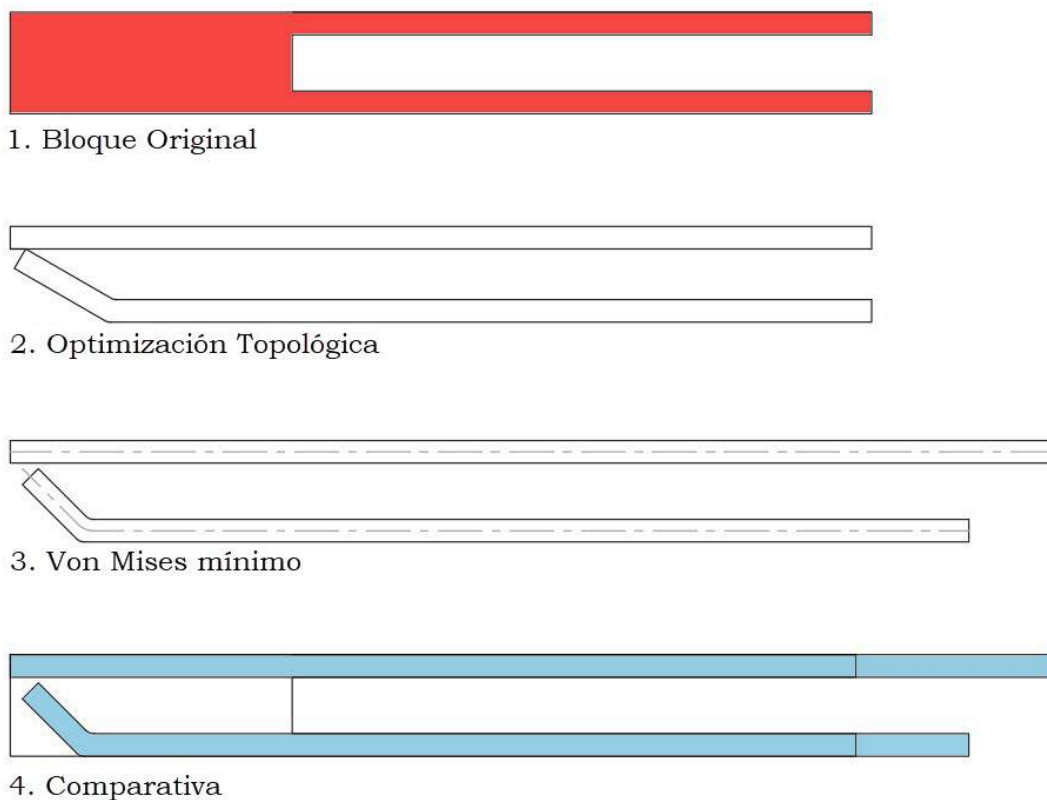


Figura 8.13: Bloque inicial Vs. Solución Óptima.

La simulación usando un modelo 2D con un adhesivo duro es un enfoque preciso, y ahorra tiempo de cálculo. El nivel de tensión a lo largo del contacto superior del panel es ligeramente mayor en el análisis no lineal, con despegue, que el resultado del análisis lineal de pegado perfecto. La diferencia de tensión de Von Mises es puntual, y se muestra en el Tabla 8.4.

Von Mises	Pié	Raíz	Fin
[Mpa]	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
<b>Despegue 2D</b>	110.58	29.12	133.69
<b>3D lineal</b>	86.787	19.447	122.4
<b>Diferencia</b>	21.52 %	33.22 %	8.44 %

Tabla 8.4: Diferencias en puntos clave.

La distribución del estrés de Von Mises a lo largo del contacto con la piel superior es similar entre ambos modelos (Figura 8.14). El gráfico comienza con un nivel de tensión bajo al principio del WAHP, luego se alcanza un pico rápido en el lugar de la soldadura (este pico es alto en el modelo de despegue); sigue una transición de superposición plana con una joroba donde comienza el panel híbrido y, finalmente, se alcanza un pico al final, donde tenemos la discontinuidad de material. En el gráfico el resultado en verde es el análisis no lineal *CZM*, y el resultado en azul el análisis lineal.

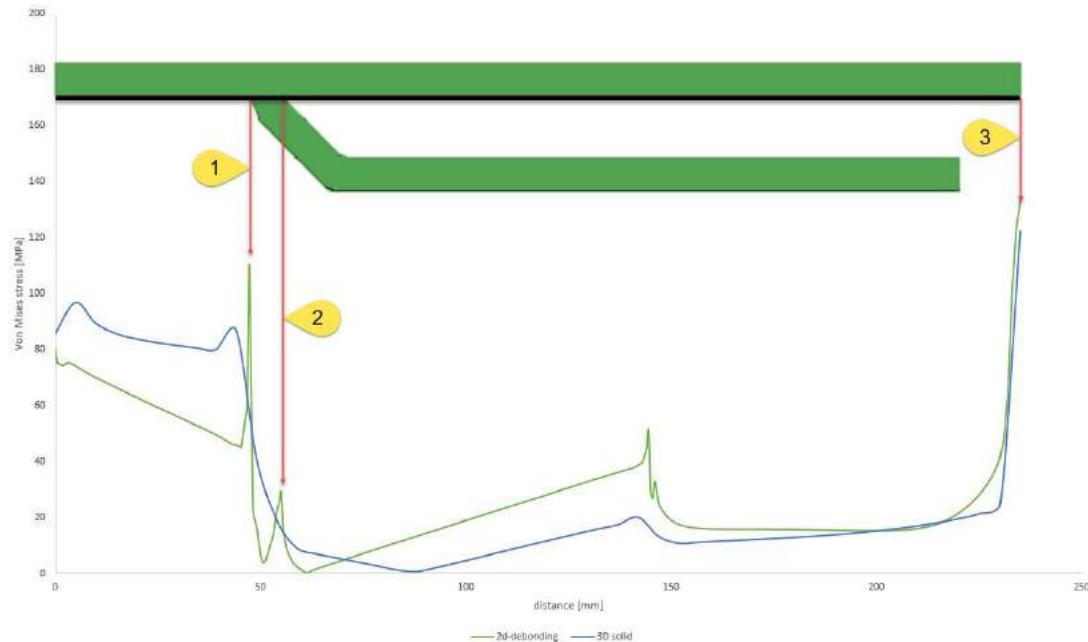


Figura 8.14: Solucion en cara baja de labio superior - Desplazamiento forzado de 10mm

#### 8.4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS DE LOS ANÁLISIS.

Los resultados del adhesivo *blando* fueron descartados, el despegue se produjo rápidamente ( $28,481\text{Mpa}$ , Figura 8.15). Esto se considera un fallo estructural y los modelos de optimización ya no son necesarios, pero sirve de comparativa para ver el comportamiento del elemento bajo un fallo de adhesivo.

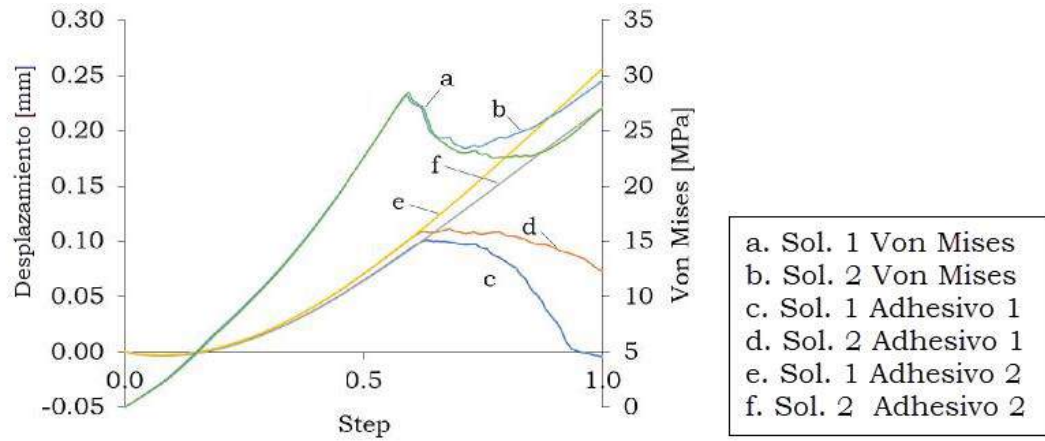


Figura 8.15: Tension de Von Mises y desplazamientos en el punto de control D – Solución I Vs. Sol.II con los diferentes adhesivos.



## 8.5 Geometría Resultante

La geometría resultante de los estudios es la que se muestra en Figura 8.16. Esta geometría es la obtenida mediante la simulación numérica en panel de de núcleo de celda de abeja.

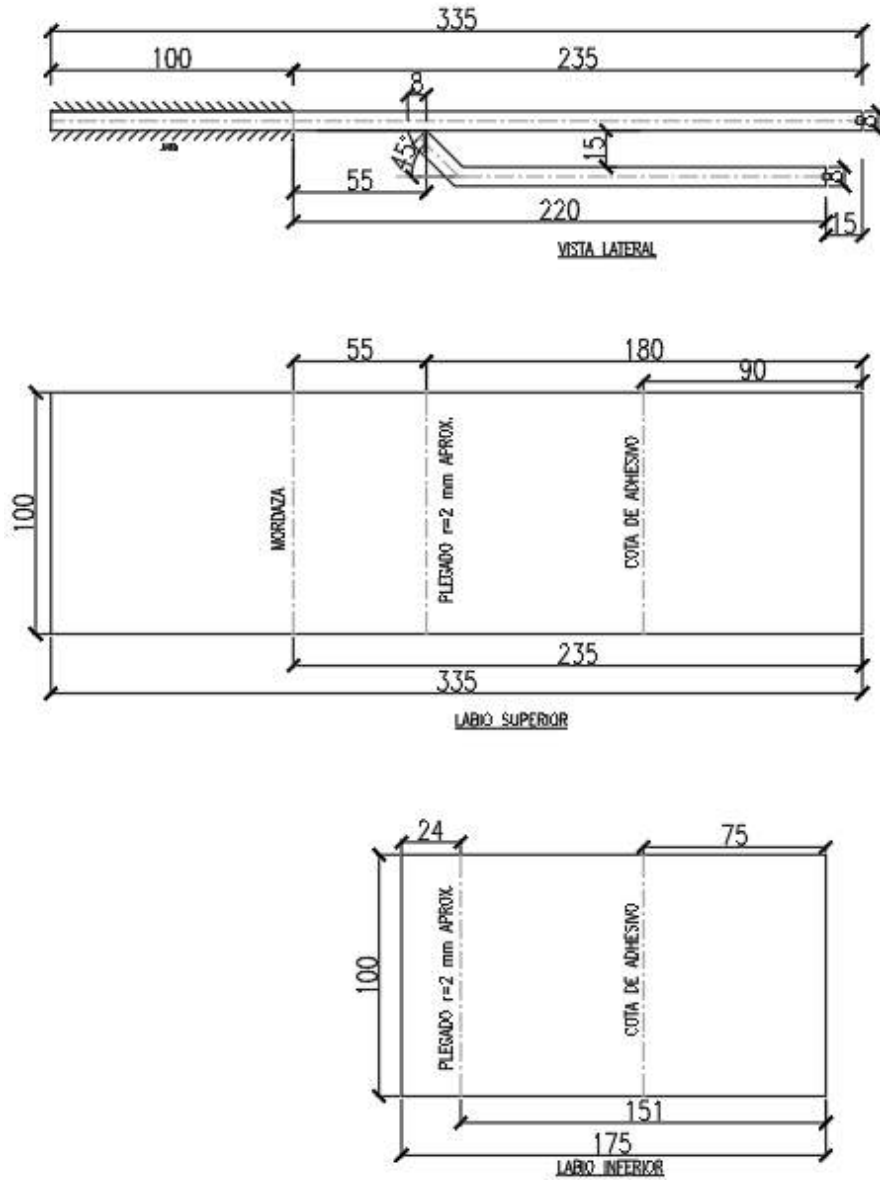


Figura 8.16: Espesor de plancha del análisis 8 mm

## 8.5. GEOMETRÍA RESULTANTE

---

## Capítulo 9

# ENSAYO DE LABORATORIO: UNIÓN MIXTA ASIMÉTRICA

### 9.1 Resumen

El objetivo de la investigación es validar los estudios de optimización numérica realizados hasta ahora. De esta forma se realiza un ensayo de laboratorio en las condiciones de estudio de la simulación, para el test la junta estará formada por dos pieles de acero de  $4mm$  de espesor, y como material del panel se utilizará *Mateglass*. Los estudios de laboratorio se realizan mediante una carga puntual creciente aplicada en el extremo opuesto de la probeta, realizando los ensayos a la probeta y panel, la unión entre ambos se realiza con *Sika* (adhesivo estructural), por último se aplica una carga en el extremo más alejado del panel mientras el otro extremo se fija mediante una mandíbula metálica construida *ad hoc*. El experimento que se realiza es destructivo.

Los resultados se comparan por medio del modelo FE; el modelo se realiza siguiendo los mismos pasos expuestos durante el desarrollo de la tesis, un modelo de zona cohesiva para simular una propagación de grietas.

Los resultados se comparan utilizando la técnica de correlación de imágenes, se comprueban y comparan las respuestas de deformación, carga y desplazamiento. También se realizan exámenes para corroborar que en el área de la unión del adhesivo no hay daños ni grietas, como resumen el área más delicada es, al igual que el análisis realizado hasta ahora, es la zona cercana al extremo de la pinza, el acero comienza a fluctuar, finalmente el experimento termina sin presencia de despegues en ninguna parte de la junta híbrida, demostrando que la parte adhesiva de la junta es más fuerte que los propios materiales unidos.

## 9.2 Introducción

El alcance principal de este capítulo es el estudio del comportamiento de las juntas entre paneles con elementos estructurales primarios en la construcción de la superestructura de un buque, el trabajo se realiza en dos pasos diferentes, el primero es el enfoque numérico para la optimización de la estructura, y el segundo es la verificación mediante ensayos de laboratorio, o viceversa.

La junta es de acero y el panel es compuesto. Entre todas las estructuras híbridas disponibles, *Mateglass* se ha seleccionado un material compuesto para el estudio, esta selección se debe al acceso del mismo en el laboratorio, además al tener que realizar de nuevo los análisis numéricos se podrán observar si existen diferencias geométricas de la pieza que dependan del material a unir. Para alcanzar este propósito general, se deben alcanzar diferentes objetivos específicos mediante el uso de los diferentes análisis: Simulación y optimización numérica.

Siguiendo el proceso de optimización [55] los resultados de la simulación se comprueban mediante pruebas de laboratorio, verificando el posible despegado entre el panel y la unión.

Como se ha comentado en capítulos anteriores, existe una extensa literatura sobre modelos analíticos para uniones, desde los análisis elásticos lineales bidimensionales más simples, hasta los análisis plásticos. Algunos análisis plásticos consideran también un comportamiento no lineal para el adherente y el adhesivo y algunos análisis se realizan en un marco tridimensional, pero el acero en la simulación numérica se considera, siempre, no lineal.

## 9.3 Procedimiento

### 9.3.1 General

Se realizan las tres fases de optimización: modelo estático lineal-sólido 2D/3D, modelo estático lineal 3D y modelo no lineal 2D.

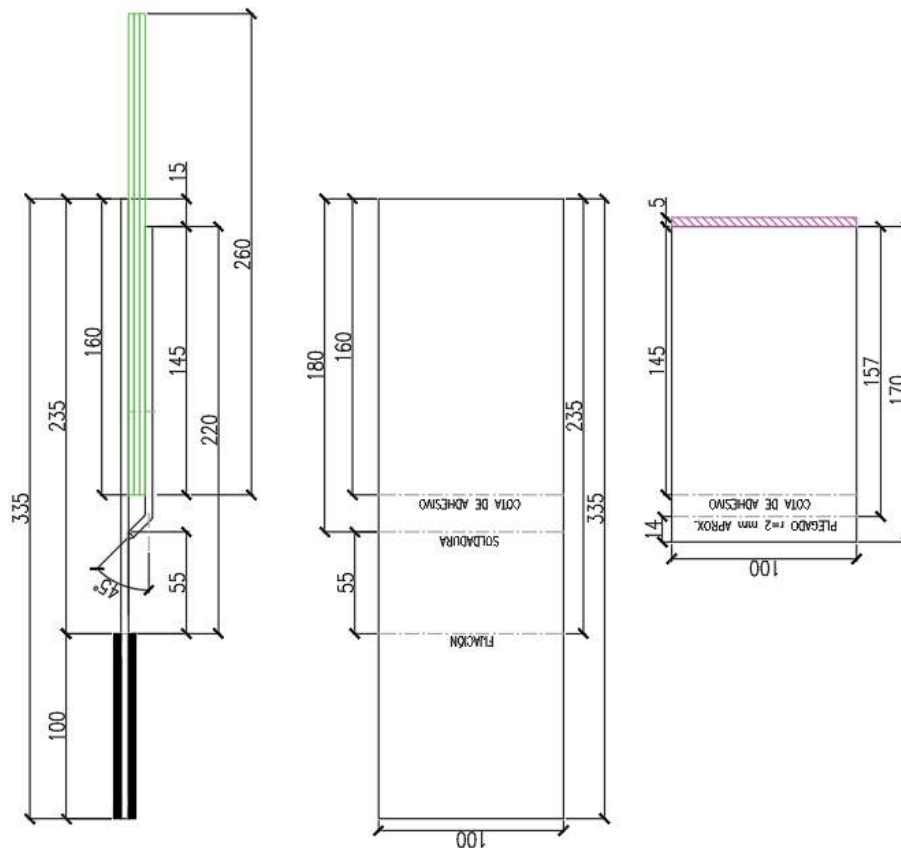


Figura 9.1: Planos del espécimen a estudiar.

Posteriormente, se preparan diez (10) muestras para realizar los ensayos con una muestra lo suficientemente grande. El diseño final de taller para los ensayos de laboratorio se muestra en Figura 9.1. Este diseño obedece a la realización de la metodología anteriormente presentada aplicada a 4mm de espesor de acero y panel de material compuesto *Mateglass*. Como puede observarse en la Figura 9.1

los valores son relativamente similares a los obtenidos en la simulación numérica de un panel de distinto material.

## 9.4 Materiales y muestras

### 9.4.1 Materiales

Para la fabricación de la muestra se utilizó **Sika 7710 L100** [49]. Se mantiene la terminología en inglés tal y como el fabricante lo suministra. (Tabla 9.1)

	Component A: SikaForce-7710 L100	Component B: SikaForce-7010
<b>Physical properties</b>		
Chemical base	Polyols, filled	Isocyanate derivatives
Colour (CQP 001-1)	Beige	Brown, transparent
Colour mixed		Beige
Curing mechanism		Poly addition
Density (CQP 006-4)	1.6 g/cm <sup>3</sup> approx.	1.2 g/cm <sup>3</sup> approx.
Density mixed (calculated)	1.5 g/cm <sup>3</sup> approx.	
Mixing ratio by volume	100	25
by weight	100	19
Solids content	100 %	100 %
<b>Mechanical properties</b>		
Viscosity (CQP 538-2)	30,000 mPa · s approx..	250 mPa · s approx
Viscosity mixed (CQP 538-2)		10,000 mPa · s approx.
Pot life (CQP 536-3)		100 min. approx.
Application temperature range		15-30°C
Application time		50 min. approx.
Open time (CQP 590-1)		100 min. approx.
Press time (CQP 590-1)		230 min. approx.
Shore D hardness		80 D approx.
Tensile strength		13 N/mm <sup>2</sup> approx.
Elongation at break		8 % approx.
Tensile shear strength		9 N/mm <sup>2</sup> approx.

Tabla 9.1: Propiedades del Adhesivo.

El adhesivo de dos componentes se preparó a 22°C de temperatura ambiente, véase Figura 9.2, y las cantidades de cada componente fueron de 100ml del componente 1 por cada 25ml del componente 2. El tiempo de curado de cada junta fue de 2,5 horas, comprobándose el endurecimiento del adhesivo.

CAPÍTULO 9. ENSAYO DE LABORATORIO: UNIÓN MIXTA  
ASIMÉTRICA

Composition	M500WRS900PC(1)BX1000M500/125	
<b>Technical Data</b>		
Composition	E-glass	
Weight per unit	g/m <sup>2</sup>	3000
Tolerance	%	±7
Thickness (dry)	mm	4
<b>Composition:</b>		
<b>Layer 1: Mat</b>	Weight (gr/m <sup>2</sup> )	500
	Length	50mm / 38tex
<b>Layer 2: woven roving</b>	Weight (gr/m <sup>2</sup> )	900
<b>Layer 3 PROCORE</b>	Weight (gr/m <sup>2</sup> )	100
Thickness	mm	1
<b>Layer 4: multiaxial type:±45°</b>	Weight (gr/m <sup>2</sup> )	1000
<b>Layer 5: Mat</b>	Weight (gr/m <sup>2</sup> )	500
	Length	50mm / 38tex
<b>Seam: PES 110D</b>	g/m <sup>2</sup>	
Type of seam	trico, galga 3.5	16
Width (std)(1)	cm	125
Tolerance	%	± 1.5
<b>UP and EP Resin</b>		
Agent	silane	<0.15
Humidity	%	–
Full Length	m	76

Tabla 9.2: Propiedades *Mateglass Pro-3*.

#### 9.4. MATERIALES Y MUESTRAS

---



Figura 9.2: Adhesivo estructural.



## CAPÍTULO 9. ENSAYO DE LABORATORIO: UNIÓN MIXTA ASIMÉTRICA

### Mateglass

El *mateglass* es un material híbrido utilizado en laminados de resina, donde se requiere una alta rigidez. Consta de un núcleo, que permite el flujo de resina a altas velocidades. *Mateglass pro 3* se utiliza en estructuras que requieren simplicidad y rapidez de curado, sin carencias de calidad y propiedades mecánicas.

La Tabla 9.2 muestra las propiedades tomadas de la literatura del fabricante, y de la hoja de datos técnicos de los materiales utilizados, como es habitual se mantienen los términos en inglés.

Una capa de *Mateglass* se compone de diferentes materiales dispuestos de la siguiente manera: *Mat*, *Woven Roving* y *Procore*, la capa es simétrica - Una capa de material: Mat, Roving tejido, orientación  $90^\circ$ , nylon,  $\pm 45^\circ$  multiaxial, y Mat, estas subcapas se pueden ver en la Figura 9.3.

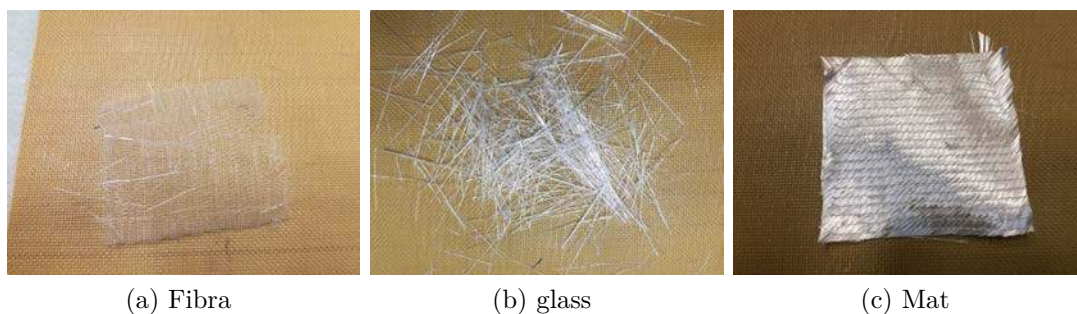


Figura 9.3: Componentes de *Mateglass*.

Para la realización de los especímenes, se utilizan tres (3) capas de alto espesor, suficientes para la fabricación de la muestra, alcanzando las mismas propiedades que un preimpregnado.

El acero utilizado es un acero naval grado A235; el endurecimiento isotrópico utilizado en la simulación numérica se puede observar en la Figura 9.4, se realiza una aproximación bilinear, representada por tres puntos.

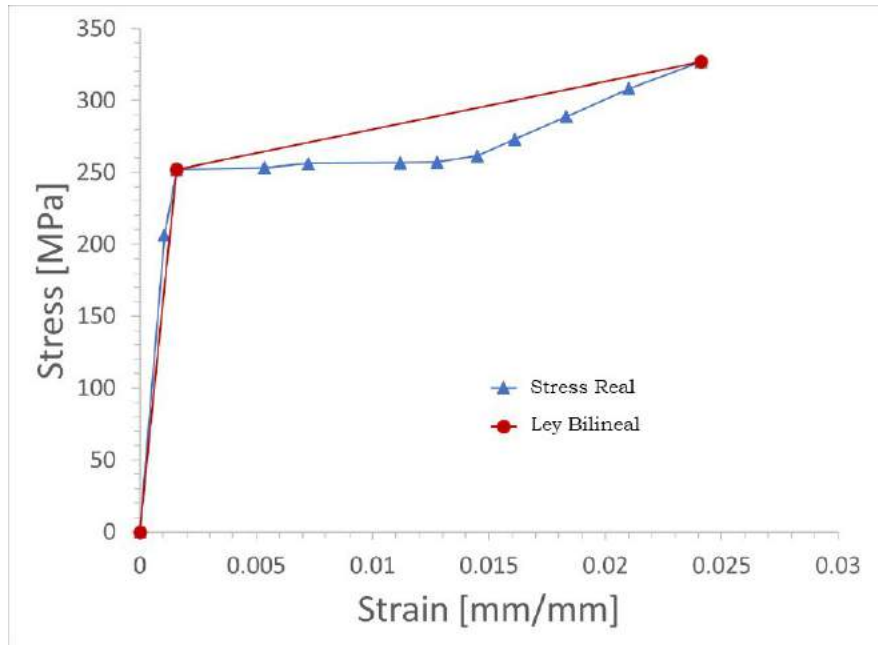


Figura 9.4: Endurecimiento isotrópico del acero A235.

### 9.4.2 Especímenes

El espécimen de WAHP estaba compuesto por dos láminas de acero de 4 mm de espesor, el ancho de la junta estaba limitado a 50mm. El labio superior de la muestra es más largo que el inferior, como resultado del análisis de la optimización numérica, y en el área izquierda se sujetó a un punto fijo. La Figura 9.1 muestra las dimensiones. Se construyeron 10 especímenes que se numeraron para facilitar la identificación de los resultados.

La fabricación consistió en diferentes pasos; la muestra los más importantes. La superficie de ambas pieles fue pretratada con gratinado o chorro de arena (corindón) antes de ser encolada, Figura 9.5. El adhesivo se extendió antes de curar las tras capas del material.

Una vez curada la primera capa de *Mateglass* al acero, se inició el proceso de vacío para la aplicación de la resina al conjunto, se esperaron 24 horas y la muestra quedó preparada. La cantidad de resina utilizada es de 3kg por metro cuadrado.

## CAPÍTULO 9. ENSAYO DE LABORATORIO: UNIÓN MIXTA ASIMÉTRICA

---



Figura 9.5: Proceso de preparación de superficies para el adhesivo.



(a) Curación de Resina      (b) Soldadura del labio inferior

Figura 9.6: Secuencia de Fabricación.

*Preparación de la Resina:* La resina se mezcla con el activador, octanato de cobalto, 750gr de resina y 2,25gr de activador. Comienza la reacción exotérmica y la resina se cura al cabo de 50 minutos.

*Soldadura:* El último paso fue soldar el labio inferior en la ubicación exacta del estudio de optimización.(Figura 9.6b). La soldadura fue realizada por un MIG-MAG con una tensión de 6 voltios y una velocidad de hilo de 3,5mm/min. El área afectada por el calor era muy pequeña y ni el adhesivo ni el Mateglass se vieron afectados. Los gases utilizados son 85 % Argón, 15 %  $CO_2$  y el alambre es de acero con anti-salpicaduras S360.

*Pintado:*

El paso final de la preparación de la muestra fue la pintura. El proceso de correlación de imagen requiere que el espécimen sea pintado de manera adecuada. Una base de pintura blanca se aplica en los lados del estudio, y cuando se seca, se pintan pequeños puntos de control sobre ella, Figura 9.7. Los puntos de control nos permiten seguir el comportamiento paso a paso mediante el procesado de correlación de imágenes. Obteniendo resultados siguiendo cada fotograma.

La secuencia completa de fabricación se encuentra en Apéndice D.

### 9.4.3 Software

Para el enfoque de simulación numérica, se utilizó ANSYS Workbench. La correlación de imagen se realizó en NCorr [23], el software identifica la ubicación de cada punto en el espécimen y lo rastrea. El resultado fue procesado en Matlab [8], y el post-proceso de los resultados se realiza en Matlab, y Excel.

#### NCorr

Se tomaron fotografías durante la prueba, y se grabó en vídeo para realizar el postproceso de las imágenes mediante correlación. El código NCorr se utilizó para comprobar fotograma a fotograma el desplazamiento de los puntos de control por cada muestra, el algoritmo sigue cada punto, y mediante Matlab se tradujo en desplazamiento, y deformación. El primer paso es realizar una calibración con la

CAPÍTULO 9. ENSAYO DE LABORATORIO: UNIÓN MIXTA  
ASIMÉTRICA

---



Figura 9.7: Especímenes terminados.

imagen de cada espécimen en reposo, con posterioridad se procesan los vídeos.

### 9.4.4 Ensayos destructivos

La configuración de la prueba se muestra en Figura 9.8. El empotramiento en la parte izquierda de la probeta estaba garantizada por una mordaza de acero atornillada. Se aplicó una carga de presión verticalmente hacia abajo en la parte más alejada en izquierda del compuesto, utilizando un rodillo, de modo que podemos aplicar la carga a todo el ancho de la probeta.

Los estudios se realizaron en una máquina de ensayo *Servosis modelo ME-40615*, que proporciona una carga creciente, el ensayo terminó al alcanzar un desplazamiento máximo de 50 mm, con una velocidad de ensayo lenta, 3 mm/min. Se tomaron fotografías durante la prueba y se grabó un vídeo de la prueba completa para procesar las imágenes por medio de la correlación de imágenes. Después de la prueba, se llevó a cabo una inspección visual.

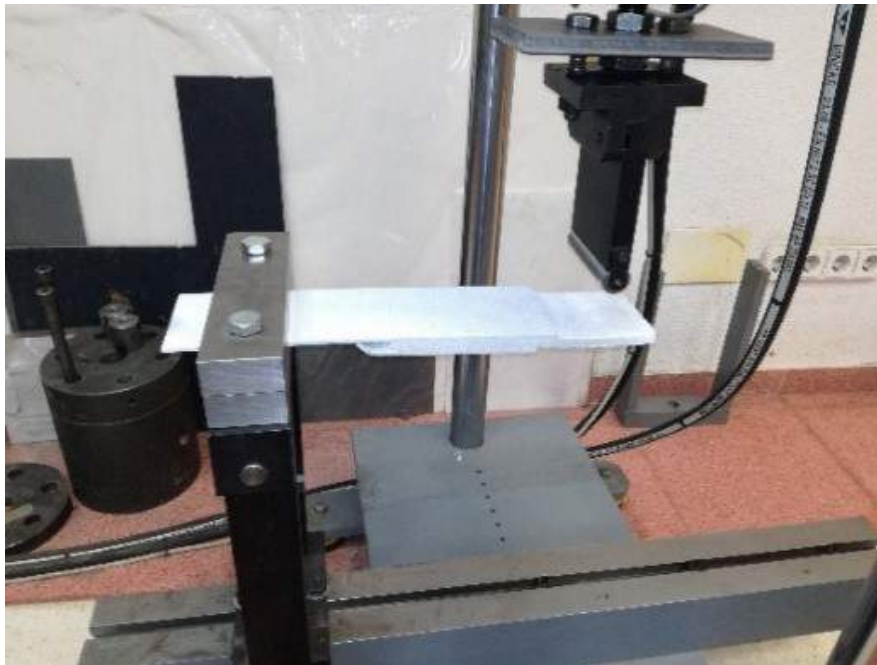


Figura 9.8: Configuración de la prueba.



## CAPÍTULO 9. ENSAYO DE LABORATORIO: UNIÓN MIXTA ASIMÉTRICA

NCorr se utilizó para comprobar, fotograma a fotograma, el desplazamiento de las manchas pintadas en todo el espécimen, el algoritmo sigue cada punto y lo traduce en desplazamiento y deformación[22],[3]. Posteriormente, se procesaron los resultados.

Se puede observar el montaje, toma de datos y observación de piezas en Apéndice D.(Figura D.10, Figura D.11, Figura D.12)

### 9.5 Resultados

#### 9.5.1 Ensayos destructivos Vs. Enfoque numérico

La comparación entre la simulación y los resultados experimentales de las probetas de la pinza valida el modelo numérico, cuyos resultados se mantienen dentro de los márgenes de tolerancia encontrados en las pruebas de laboratorio. La flecha verde de la Figura 9.9, en la parte inferior, muestra el área en la que se observa el comportamiento del plástico en cada muestra.

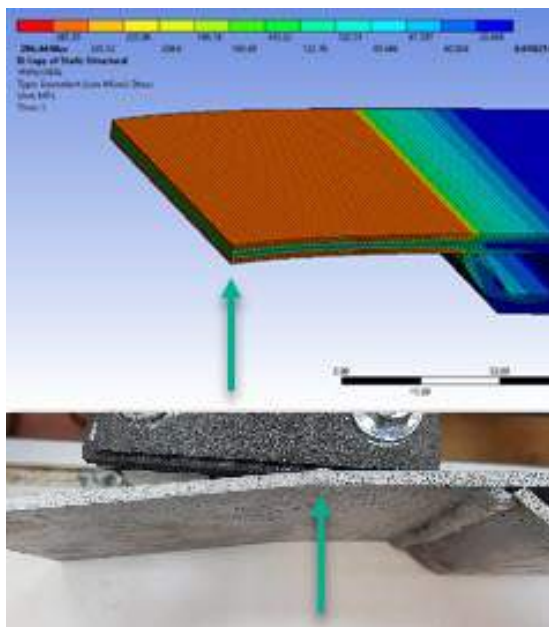


Figura 9.9: Modelo numérico Vs. ensayo de laboratorio.

Se observa que el espécimen sufre una menor tensión en la zona de la unión

## 9.5. RESULTADOS

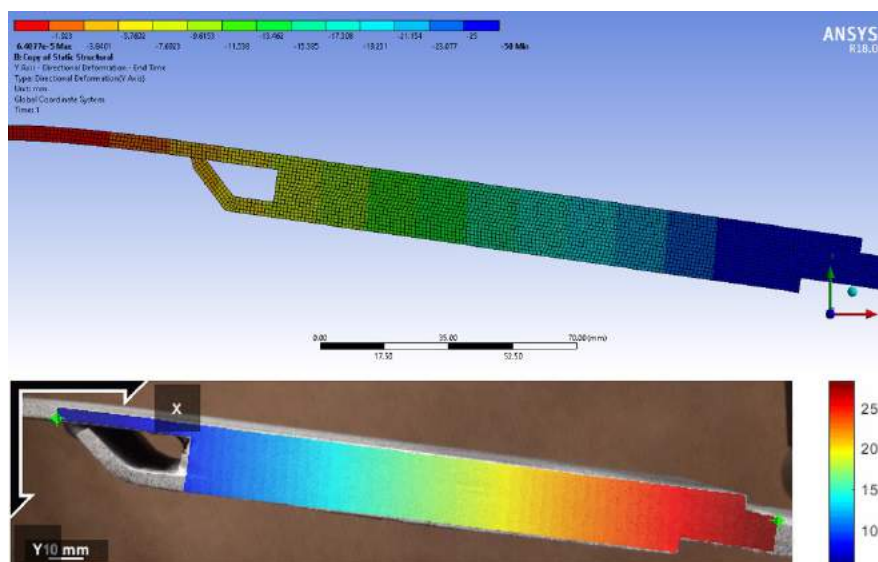


Figura 9.10: La deformación procesada por NCorr coincide con el modelo numérico.

adhesiva, todo se transmite al acero en la zona del empotramiento, todas las piezas se comportan de la misma manera. La simulación numérica presenta los mismos resultados  $52,4\text{MPa}$  de Von Mises en la zona donde el acero termina en el labio superior, y el *Mateglass*. El máximo en el tiempo es en el área embebida con un valor de  $355,48\text{MPa}$  cuando el acero comienza a fluctuar.

Las deformaciones encontradas durante el posprocesado en Matlab (Figura 9.10) coinciden de manera significativa con las encontradas en el modelo numérico. Los datos tomados directamente en el laboratorio también nos dan una coincidencia.

En la simulación no lineal de la unión, con la ley cohesiva, la tensión máxima encontrada en el labio superior de la unión,  $52,4\text{MPa}$ , no excede la tensión de despegue del adhesivo, este fenómeno se observa durante el experimento de laboratorio, pues ningún espécimen registró ni despegue ni grietas, como se observa en la Figura 9.11.

De toda la muestra, solo Los especímenes 2, 3, 5, y 10 no se comportaron como los demás debido a un error de medición en el empotramiento dejando resultados erróneos para el proceso del experimento, por lo que se extraen de los resultados subsiguientes, dejando 6 especímenes para comparación.



## CAPÍTULO 9. ENSAYO DE LABORATORIO: UNIÓN MIXTA ASIMÉTRICA

---

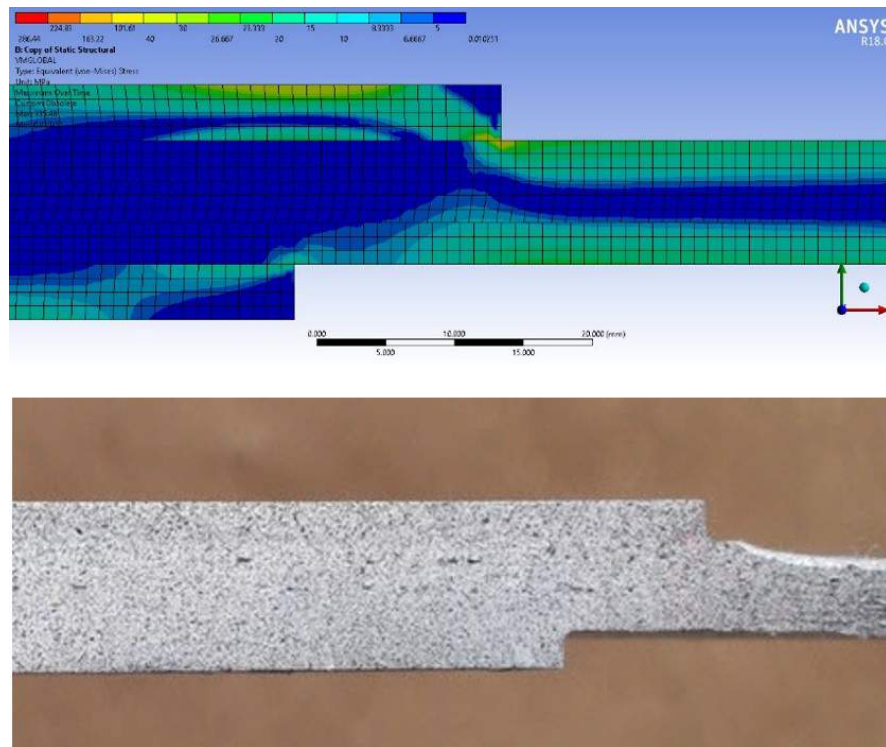


Figura 9.11: No hay propagación interlaminar de grietas, ni en el labio superior ni en el inferior.

## 9.5. RESULTADOS

El comportamiento de los especímenes frente al modelo numérico (línea roja en Figura 9.12) es muy similar en la zona lineal, donde la desviación entre la deformación y la fuerza aplicada es muy pequeña. La forma de los gráficos permanece paralela hasta que comienza el comportamiento plástico, aquí las diferencias entre los especímenes y la simulación difiere en mayor o menor medida dependiendo de las imperfecciones de fabricación y/o del ensayo, se recuerda que la simulación numérica aproxima el comportamiento plástico del acero. Se observa que la pendiente del gráfico coincide con la del acero, por lo que se deduce que todo el esfuerzo es soportado por la plancha de acero en su unión con el empotramiento, Figura 9.11. En esa figura, se puede observar el comportamiento plástico del material, el espécimen 1 se descargó durante la prueba para ver el comportamiento del mismo, y se pudo observar que al volver a activar la carga presentaba una deformación residual permanente, gráfica azul en Figura 9.12.

en la curva de comportamiento del primer espécimen marcado en azul, se observa como al realizar la descarga lo hace en paralelo a la pendiente inicial y al volverse a cargar vuelve con daño plástico acumulado.

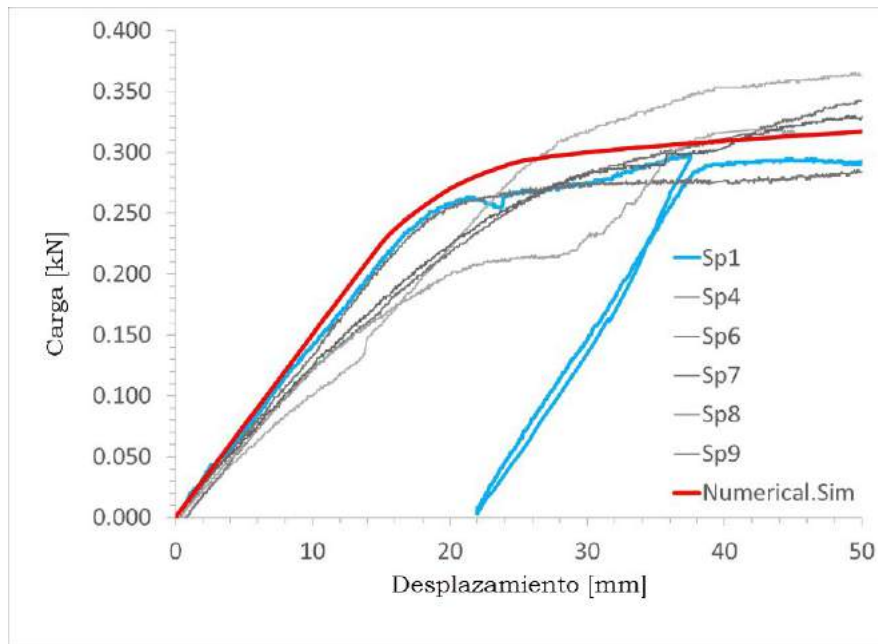


Figura 9.12: Carga aplicada vs. Deformación. El modelo numérico representado en rojo.

### 9.5.2 Resultados de la simulación con *Mateglass*

Al vincular el comportamiento numérico de la simulación con el comportamiento del experimento, los resultados de la optimización numérica pueden ser tomados como aceptables y válidos en el problema resuelto.

En la optimización topológica se obtuvieron los mismos resultados en ambos modelos 3D y 2D. Las mismas áreas en ambas piezas están sujetas a bajas tensiones, Figura 9.13.

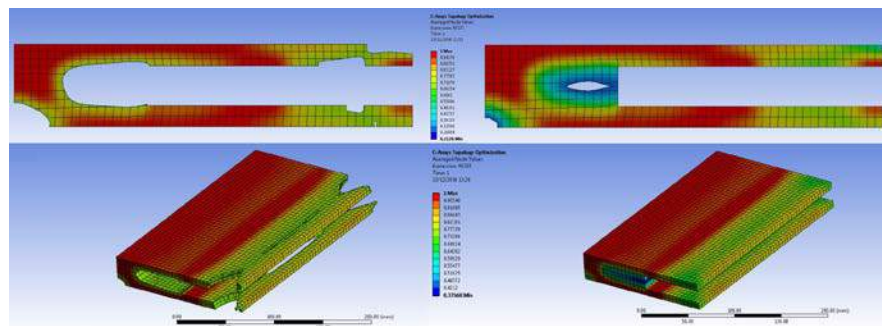


Figura 9.13: Optimización de la topología 2D/3D.

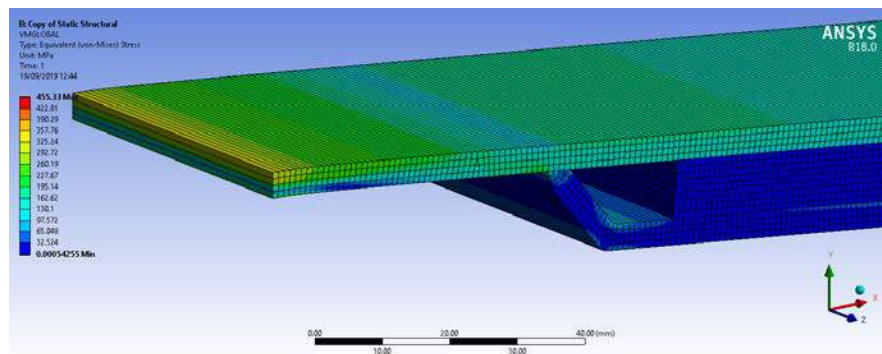


Figura 9.14: Régimen plástico.

La solución no dependía del parámetro  $b_2$ , no se enfatizaba el área intermedia. Del mismo modo, tampoco se hizo hincapié en una zona de los labios inferiores y superiores. Esto está ligado a la geometría resultante de los labios, que pueden ser de diferentes longitudes y pueden ser achafanados. Sin embargo, centrándonos en la hipótesis, el diseño resultante se generó en función de seis parámetros

## 9.5. RESULTADOS

diferentes; este diseño es el punto de partida del siguiente paso de la optimización, Figura 9.13. Figura 9.14 representa el estado tensional de la pieza en regimen plástico.

En el análisis estático lineal y enlazado, los resultados dieron lugar a dos soluciones diferentes para los parámetros. El objetivo de minimizar la tensión de Von Mises en la pinza, los resultados obtenidos fueron muy similares a los obtenidos en la simulación numérica con el panel en celda de abeja, Tabla 9.3.

Parámetro	unidades	Teórica	Constructiva
Upperlength	mm	234.85	235
Overlap	mm	91.664	100
Lowerlength	mm	223.58	220
Angle	°	44.85	45
Weldp	mm	54.505	55
Weldft	mm	7.77	7.7

Tabla 9.3: Resultados de la simulación con *Mateglass*.

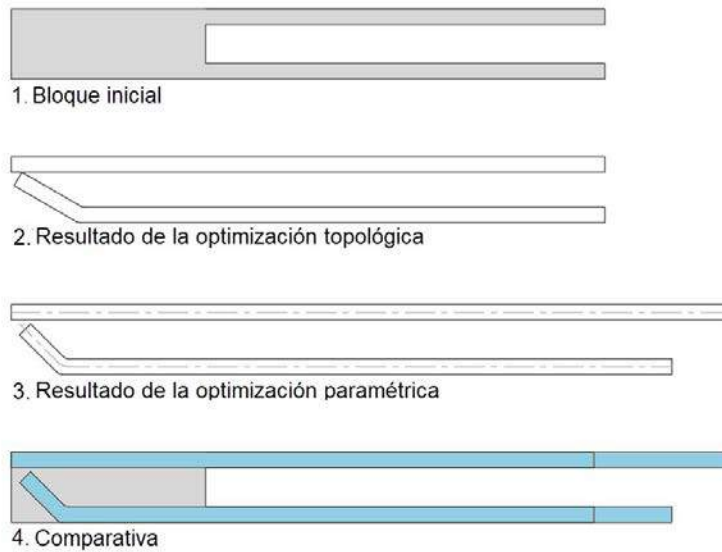


Figura 9.15: Comparativa desde el bloque inicial a la solución.

# Capítulo 10

## CONCLUSIÓN

### 10.1 Discusión de Resultados

Este Capítulo recoge a modo resumen los resultados obtenidos en cada uno de los pasos necesarios para la ejecución de la tesis.

Partiendo de la motivación de la investigación, en la metodología de construcción naval panelizada, ya que presenta una alta rigidez frente al peso, se puede afirmar que los objetivos planteados en las hipótesis se cumplen en gran medida, dejando varias incógnitas que deberán resolverse como se expondrá en el trabajo futuro.

Siguiendo el orden de trabajo de la investigación (Figura 10.1), primero se definió sistema estructural para la aplicación construcción naval, este sistema debe ser modular y debe poder ser integrado en la cadena de montaje del astillero con el menor impacto posible. Además, tiene que poder sistematizarse la metodología de cálculo para agilizar el proceso de certificación y homogeneizar cálculos, ahorrando tiempo en calculo y construcción.

## 10.1. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

La solución encontrada a la hora de realizar los cálculos del sistema panelizado es razonablemente rápida de entender y ejecutar, mediante el estudio previo de los sistemas de calculo actuales se llega a la conclusión que mediante el apoyo de las sociedades de clase se puede obtener el espesor de acero correspondiente a la geometría del panel sin perfilería, y posteriormente realizar una transformación a panel híbrido equivalente. Esto nos permite realizar un modelo de calculo de las mismas características de los que se realizan hoy en día en el mercado. Por lo que el calculo estructural de los elementos primarios y paneles se limita a aplicar las simulaciones que ya se usan hoy en día, sin una complejidad adicional.

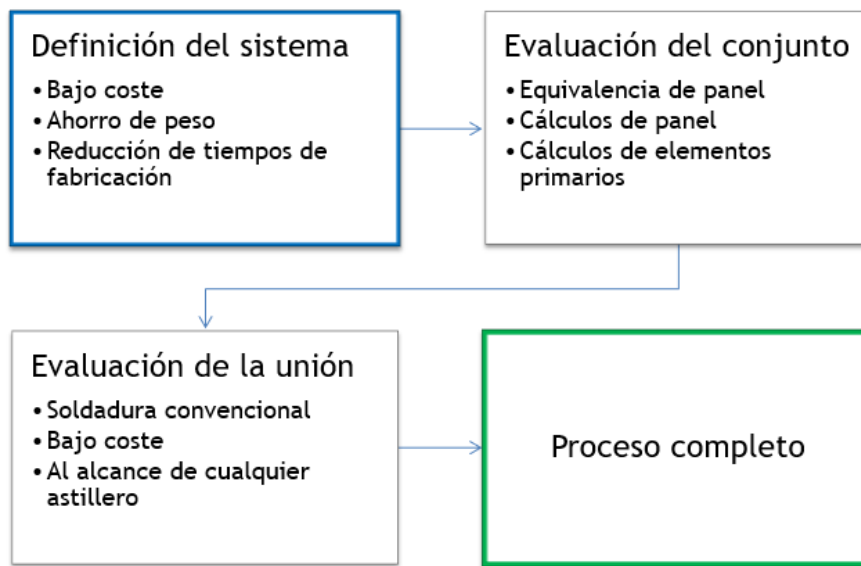


Figura 10.1: Proceso de trabajo.

Como resultado también se obtiene que las superestructuras monolíticas presentan unos escantillones casi idénticos en todos buques, independientemente de la posición de la misma, de la sociedad de clase, y de la eslora del buque hasta  $170m$ . Los espesores encontrados varían entre  $5 - 8mm$ , en este punto como aclaración constructiva, la mayoría de los astilleros no trabajan con planchas de  $5mm$  siendo estas altamente deformables, lo que nos deja un rango de espesores bastante limitado. En esta aproximación no se tienen en cuenta posibles cargas locales o concentraciones de tensiones debidas a esas mismas cargas. Además, se comprueba que siempre el calculo mediante las reglas de sociedad de clase nos resulta en espesores superiores para el cálculo análogo mediante métodos directos.

La plancha de acero resultante se sustituye mediante las teorías de Ashby de idealización de panel híbrido, se escoge un sándwich acero-aluminio con núcleo en celda de abeja. Se estudia el panel elemental y se concluye que un panel cuadrangular reparte la tensión más equilibradamente entre los elementos primarios, ya que las reacciones resultan iguales en cualquier dirección, longitudinal o transversal.

El siguiente paso es el cálculo de los elementos primarios, los elementos primarios deben poder calcularse mediante una metodología aceptada por los entes internacionales que clasifican el buque, actualmente un calculo directo teórico no es valido en la construcción naval, ya que intervienen muchos factores de seguridad que permiten tener una reserva estructural no contemplada en un estudio teórico, por lo que en este apartado se aplican criterios constructivos a las simulaciones teóricas, obteniendo resultados satisfactorios; los modelos necesarios para el calculo de los elementos primarios son los mismos que se necesitan para un cálculo estructural actual, con la salvedad que el tipo de geometría en el sistema panelizado, cuadrangular, permite aprovechar simetrías y realizar modelos simplificados en geometría.

Por ultimo se realizan los cálculos específicos a los modos de fallo de este tipo de paneles.

En este punto podría afirmarse que el nuevo sistema y su cálculo funcionan, pero queda por definir una de las partes mas importantes del mismo, y es la unión del panel con los elementos primarios, esta unión puede hacer que el sistema no sea viable desde un punto de vista económico, ya que desde el punto de vista teórico siempre se puede encontrar una solución más o menos aceptable, para este fin y partiendo de las siguientes premisas, *fácil de producir, ampliamente disponible para todos los astilleros y de bajo coste*, se llega a una unión no simétrica.

Durante el ciclo de optimización topológica, se concluye que se puede reducir el peso de la unión y sustituir mediante dos elementos plancha, siendo el labio inferior plegado y soldado al superior. La geometría resultante se parametriza para encontrar unas dimensiones que minimicen la tensión de Von Mises en la misma, reduciendo la posibilidad de despegue en la unión entre el panel híbrido y la WAHP. El resultado de estos análisis nos devuelve unas dimensiones no simétricas de los labios de la pieza de unión, al haberse realizado distintas aproximaciones, se puede afirmar en la optimización:

## 10.1. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

---

- La simulación 2D no lineal con el adhesivo duro es un enfoque preciso y ahorra tiempo de calculo. El nivel tensional a lo largo del contacto superior del panel es **ligeramente mayor** en el análisis no lineal comparado con el análisis lineal.
- Los dos lugares de concentración de tensiones en la transmisión de cargas son la soldadura y el extremo del labio superior de la pieza.
- La ubicación de la soldadura es la misma **independiente** del modelo utilizado para la simulación (2D o 3D), también es independiente del ángulo de plegado del labio inferior.

Como resultado se obtiene una pieza de unión fácilmente construible, el astillero no tiene que adaptar las instalaciones, ni el flujo de trabajo dado que el tipo de unión esta soldada de una forma convencional entre si y a los elementos primarios. Al realizarse mediante planchas de acero cualquier astillero puede acopiar material y dispone del personal adecuado para realizar la unión. En cuanto al coste, es el mismo que el de cualquier plancha que se encuentra en el astillero, reduciéndose al comparar con las soluciones actuales utilizadas en este tipo de paneles.

El ensayo de laboratorio corrobora los resultados obtenidos en la simulación numérica, aportando nuevas vías de investigación. Se realiza el ensayo con un material compuesto para un panel diferente, por lo que se debe realizar el proceso, metodología, ya utilizado para el panel híbrido metálico, y se obtienen resultados en la geometría muy similares a los obtenidos con el panel híbrido metálico. El ensayo nos devuelve que el fallo del conjunto se produce en el acero, quedando intactas la unión adhesiva y el material del panel, entrando en régimen plástico y no produciéndose ningún despegue del adhesivo. Este punto puede ser clave para entender la geometría y comportamiento similar con distintos materiales de panel. Si bien no se puede afirmar que el WAHP es igual para cualquier material que se desee unir, el resultado es muy prometedor ya depende de la rigidez del mismo.

El resultado final es que la unión definida es un 42,95 % más ligera que el punto de partida, dando como resultado que todo el sistema estructural panelado es un 56,5% más ligero que la misma construcción en un sistema estructural convencional. La panelización permite la eliminación de elementos ordinarios en este sistema constructivo, por lo que también añade nuevas ventajas en la



construcción naval, los paneles pueden venir preparados de fábrica con la unión, evitando el corte y preparación en el astillero, el rutado de tubos, y aislamientos, reduciéndose la longitud de estos y por consiguiente el coste.

### 10.2 Trabajo Futuro

Debido al estudio realizado en la tesis se derivan trabajos necesarios para la certificación de este tipo de estructura y materiales. Dado que un buque es un producto multidisciplinar en su construcción intervienen otras disciplinas y normativas, pero que aportan funcionalidad necesaria para la explotación del buque, de nada sirve que se obtenga una estructura óptima si no es estanca, o no cumple con los parámetros de integridad al fuego.

Por lo que varias de las líneas de investigación que surgen son:

- Aplicación en elementos sometidos a la resistencia longitudinal del buque.
- Fatiga en buques de más de 170m.
- Resistencia al fuego del adhesivo, y aislamientos necesarios.
- Disposición de aberturas en los paneles y su sellado.

Por otra parte, otra línea de estudio futura que se deriva del estudio de laboratorio es el uso de diferentes materiales para los elementos estructurales, por ejemplo, aluminio para el WAHP o el uso de otros materiales en los paneles dependiendo de las necesidades estructurales, como por ejemplo Nomex (HRH-78), o Kevlar (HRH-49).

El panel *Honeycomb* estudiado tiene un coste relativo muy bajo en comparación con otros materiales híbridos con propiedades especiales, aprovechando estas propiedades mecánicas en transferencia de calor, vibraciones y ruidos, debería realizarse un estudio de costes de fabricación frente a costes de operación y funcionalidades del material.



# Bibliografía

- [1] Flexsim simulation software, 2016.
- [2] ABBADI, A., KOUTSAWA, Y., CARMASOL, A., BELOUETTAR, S., AND AZARI, Z. Experimental and numerical characterization of honeycomb sandwich composite panels. *Simulation Modelling Practice and Theory* 17 (2009), 1533–1547.
- [3] ALFANO, G., AND CRISFIELD, M. A. Finite element interface models for the delamination analysis of laminated composites: mechanical and computational issues. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 50 (3 2001), 1701–1736.
- [4] ANDERSON, K., STRUTT, A., CALDEIRINHA, V., FELÍCIO, J. A., DIONÍSIO, A., ENVIRONMENT, N. M., GROUP, F., HANDLING, C., TRAINING, M., GOVERNANCE, P., IMPORTANCE, T. G., KAMINSKI, K., LOPES, T., PRIEGO, C. M., MUÑOZ, G. N., CIESIELKIEWICZ, M., CARMEN MUNTEAN, M., NECHITA, D., NISTOR, C., SARPE, D., RESOURCES, K., SAANEN, Y. A., SINGAL, R., GRIMES, S. R., TRANSPORT, M., VESCIO, V., ROSS, D., ADAMS, A., WATCH, G. E., THANGAM, K. M., OF, M., SECTOR, S., INDUSTRY, I. D., CONFERENCE, G., MUKESH, C., RETD, B., AND GARNAUT, J. Shipyard layout. *Smh* 8 (2015), 2229–2232.
- [5] ASHBY, M. F., AND BRÉCHET, Y. J. *a*, vol. 51. 2003.

## BIBLIOGRAFÍA

---

- [6] ASHBY, M. F., AND BRÉCHET, Y. J. M. Designing hybrid materials. *Acta Materialia* 51 (2003), 5801–5821.
- [7] BAY, Y. *Marine Structural Design*. Elsevier Ltd, 2003.
- [8] BLABER, J., ADAIR, B., AND ANTONIOU, A. Ncorr: Open-source 2d digital image correlation matlab software. *Experimental Mechanics* 55 (2015), 1105–1122.
- [9] CATAPANO, A., AND MONTEMURRO, M. A multi-scale approach for the optimum design of sandwich plates with honeycomb core. part i: Homogenisation of core properties. *Composite Structures* 118 (2014), 664–676.
- [10] CATAPANO, A., AND MONTEMURRO, M. A multi-scale approach for the optimum design of sandwich plates with honeycomb core. part ii: The optimisation strategy. *Composite Structures* 118 (2014), 677–690.
- [11] COMPOSITES, H. Honeycomb attributes and properties, a comprehensive guide to standard hexcel honeycomb materials, configurations, and mechanical properties, 1999.
- [12] COMPOSITES, H. Sandwich panel fabrication technology. 1–16.
- [13] DA SILVA, L. F., DAS NEVES, P. J., ADAMS, R., AND SPELT, J. Analytical models of adhesively bonded joints—part i: Literature survey. *International Journal of Adhesion and Adhesives* 29 (2009), 319–330.
- [14] DE VICENTE, M., RODRIGO, P. F., AND FERNÁNDEZ, M. T. Structural design of helicopter deck with hybrid materials and its joints with conventional steel. Taylor and Francis Group, pp. 359–368.
- [15] DEB, K. *Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms*, vol. 13. John Wiley and Sons, 2010.
- [16] DEB, K. Multi-objective optimization using evolutionary algorithms: An introduction.
- [17] DNV-GL. Hybrid laser-arc welding. 216–69. NULL.
- [18] DNV-GL. Edition april 2016 risk-based abandonment of offshore wells, 2016.
- [19] DNV-GL. Steel sandwich panel construction, 2016.
- [20] EYRES, D., AND BRUCE, G. *Basic design of the ship*. 2012.

## BIBLIOGRAFÍA

---

- [21] GIBSON, L. J., AND ASHBY, M. F. *Cellular solids : structure and properties*. Cambridge University Press, 1999.
- [22] GLEICH, D. Stress analysis of structural bonded joints. *Faculty of Aerospace Engineering - TUDelft* (2002).
- [23] HARILAL, R., AND RAMJI, M. Adaptation of open source 2d dic software ncorr for solid mechanics applications. pp. 1–6.
- [24] HEXCEL. Honeycomb sandwich design technology. *HexWeb Honeycomb sandwich design technology* (2000), 1–28.
- [25] HEXCEL. Bonding technique. *Journal of Chemical Information and Modeling* 53 (2013), 1689–1699.
- [26] HUGHES, O., AND PAIK, J. K. *Ship structural analysis and design*. Society of Naval Architects and Marine Engineers, 2010.
- [27] HUGHES, O. F. *Ship structural design : a rationally-based, computer-aided, optimization approach*. Wiley, 1983.
- [28] HUGHES, O. F. Next generation ship structural design. Final Conference IMPROVE 2009, pp. 17–19.
- [29] IACS. <http://www.iacs.org.uk/>. NULL.
- [30] INC., A. *ANSYS Meshing User's Guide*. 2013.
- [31] KAYRAN, A. Assessment of effective elastic properties of honeycomb cores by finite element analysis of sandwich panels. *ICCM International Conferences on Composite Materials* (2009).
- [32] KOLIĆ, D., FAFANDJEL, N., AND ZAMARIN, A. Lean manufacturing methodology for shipyards. *Shipbuilding Vol.63 No.* (2012), 18–19.
- [33] KOZAK, J. Selected problems on application of steel sandwich panels to marine structures. *Polish Maritime Research* 16 (2010), 9–15.
- [34] KOZAK, J., AND NIKLAS, K. Fem modelling of stress and strain distribution in weld joints of steel sandwich panels. *Welding International* 29 (2015), 783–787.
- [35] KUJALA, P., AND KLANAC, A. Steel sandwich panels in marine applications. *Brodogradnja* 56 (2005), 305–314. NULL.

## BIBLIOGRAFÍA

---

- [36] LJUBENKOV, B., DUKIĆ, G., AND KUZMANIĆ, M. Simulation methods in shipbuilding process design. *Strojnicki Vestnik/Journal of Mechanical Engineering* 54 (2008), 131–139.
- [37] MATULJA, T., AND HADJINA, M. Shipyard production processes re-design methodology based on expert approach and simulation modeling. 25–41.
- [38] NIKLAS, K., AND KOZAK, J. Experimental investigation of steel-concrete-polymer composite barrier for the ship internal tank construction. *Ocean Engineering* 111 (2016), 449–460.
- [39] NOURY, P., HAYMAN, B., MCGEORGE, D., AND WEITZENBÖCK, J. R. Lightweight construction for advanced shipbuilding - recent development. *37th WEGEMT Summer School* (2002), 1–23.
- [40] OF SHIPPING, L. R. Assessment of risk based designs, 2014.
- [41] OF SHIPPING, L. R. Rules and regulations for the classification of ships 2017, 2017.
- [42] OKUMOTO, Y., TAKEDA, Y., MANO, M., AND OKADA, T. *Design of ship hull structures: A practical guide for engineers*. 2009.
- [43] ON ADVANCED SANDWICH STRUCTURES IN THE TRANSPORT INDUSTRIES UNDER EUROPEAN COMMISSION CONTRACT NO. FP6-506330, S. C. A. Best practice guide for sandwich structures in marine applications. 279.
- [44] PAIK, J. K., THAYAMBALLI, A. K., AND KIM, G. S. The strength characteristics of aluminum honeycomb sandwich panels. *Thin-Walled Structures* 35 (1999), 205–231. NULL.
- [45] PARETO, V., AND MONTESANO, A. *Manual of political economy : a critical and variorum edition*. Oxford University Press, 2014.
- [46] PEDERSEN, P. T. Marine structures: Future trends and the role of universities. *Engineering* 1 (2015), 131.
- [47] PERERA, R., AND LÓPEZ, A. C. Master’s degree in numerical simulation in engineering with ansys- contact no linearities lecture, 2016.
- [48] PETRAS, A. Design of sandwich structures, 1998.
- [49] SHEET, P. D., DATA, T. P., AND BENEFITS, P. Sikaforce -7710 1100 ( formerly 1899 ) general purpose sandwich panel adhesive.

## BIBLIOGRAFÍA

---

- [50] SONG, Y. J., AND WOO, J. H. New shipyard layout design for the preliminary phase and case study for the green field project. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 5 (2013), 132–146.
- [51] THEORY, B. S. *Basic Ship Theory- Volume 1*, vol. 1. Elsevier Butterworth-Hein, 2001.
- [52] VASSALOS, D., GUARIN, L., AND KONOVESSIS, D. Risk-based ship design : Concept , methodology and framework. *3rd International ASRANet Colloquium* (2006).
- [53] VERITAS, B. Iacs surveyor formation - module m1.
- [54] VERITAS, B. Rules for the classification of steel ships (nr467) january 2020 edition (entry into force 1st january 2020) this is a consolidated edition, 2020.
- [55] VICENTE, M. D. Numerical optimization of hybrid panel joints by mixed adhesive / welded method on shipbuilding. ASME, pp. 1–11.
- [56] WATSON, D. *Practical Ship Design (Elsevier Ocean Engineering)*, vol. 1. 1998.
- [57] WATSON, D. G. M. *Practical ship design*. Elsevier, 1998.
- [58] WECK, O. D. Multiobjective optimization : History and promise. *in Proc. 3rd China-Japan-Korea Joint Symp. Optimization Structural Mech. Syst. Invited Keynote Paper GL2-2* (2004), 14.
- [59] ZITZLER, E., AND THIELE, L. An evolutionary algorithm for multiobjective optimization : The strength pareto approach. *TIK-Report* (1998), 43.

## BIBLIOGRAFÍA

---



# Apéndice A

## Resultados de la optimizacion 3D

---

El Apéndice A muestra los resultados del análisis de optimización, estos resultados se muestran en gráficas, diagramas de bloques, y barras directamente. El modelo esta descrito en Capítulo 7.

---

[-] Filtering Method				
Relevance Threshold	0,5			
Configuration	Filtering on Correlation Value and R2 Contribution, with a maximum of 7 major input parameters			
Filtering Output Parameters	P18 - Equivalent Stress Maximum, P19 - VMUpperSkinjoint Maximum, P20 - VMBottomSkinjoint Maximum, P21 - VMRoot Maximum, P22 - VMFoot Maximum			
[-] Major Input Parameters				
[-] Input Parameter	Best Relationship With Filtering Output Parameter			
	Relevance	Output Parameter	R2 Contribution	Correlation Value
P2 - Upperlength	1	P19 - VMUpperSkinjoint Maximum	0,61775	0,73949
P4 - Weldp	1	P18 - Equivalent Stress Maximum	0,75213	-0,90059
P6 - Stk	0,59043	P21 - VMRoot Maximum	0,088534	0,34305
P1 - Angle	0,53976	P21 - VMRoot Maximum	0,067639	-0,30893
P5 - Lowerlength	0,51946	P19 - VMUpperSkinjoint Maximum	0,08659	-0,30362
P7 - Weldft	0,51023	P21 - VMRoot Maximum	0,057134	-0,49982
[-] Minor Input Parameters				
[-] Input Parameter	Best Relationship With Filtering Output Parameter			
	Relevance	Output Parameter	R2 Contribution	Correlation Value
P3 - Overlap	0,44448	P21 - VMRoot Maximum	0,03777	0,12104

Figura A.1: Tabla de sensibilidades numericas - salida de Ansys

Figura A.2: Matriz de Correlación

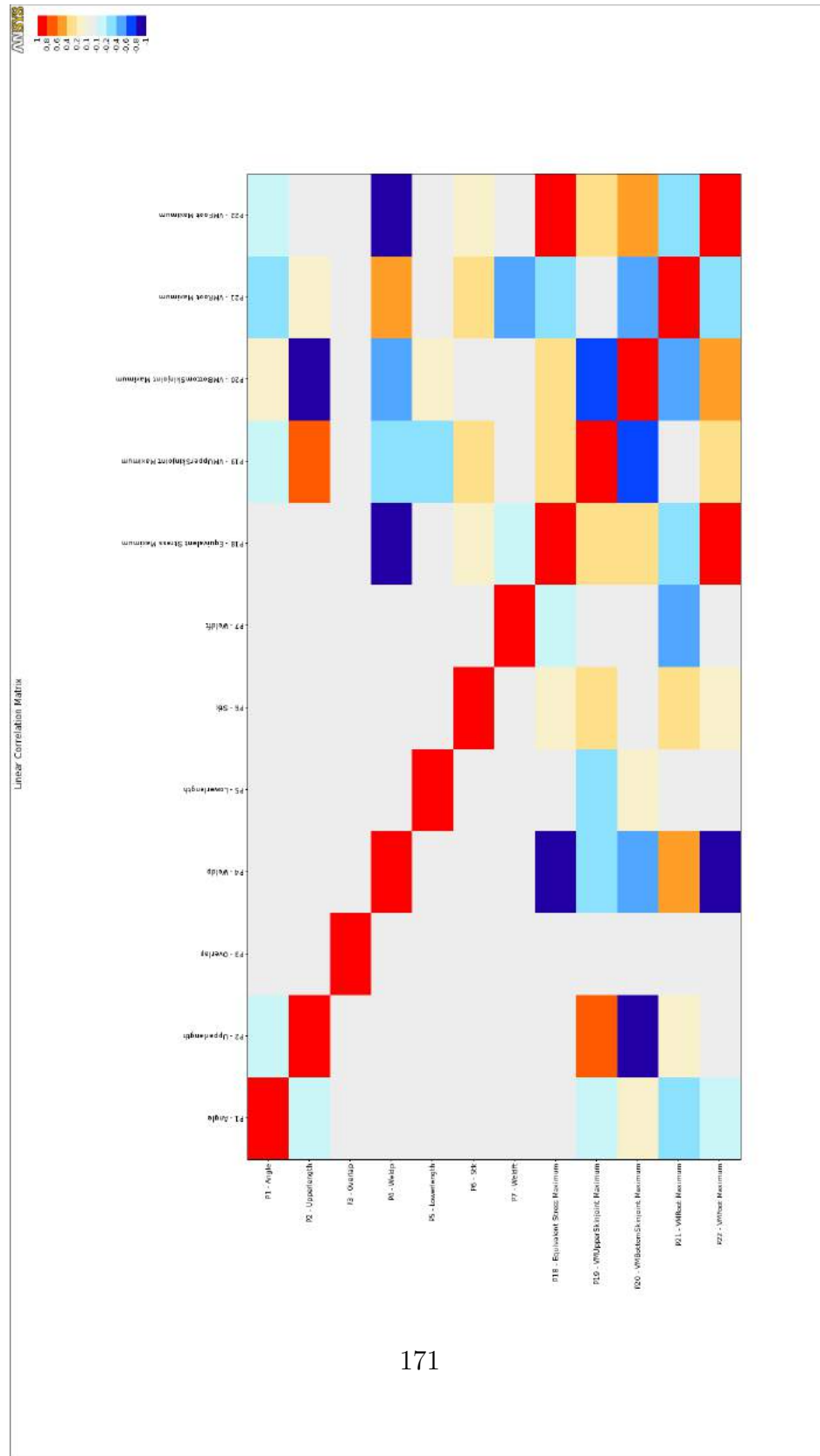
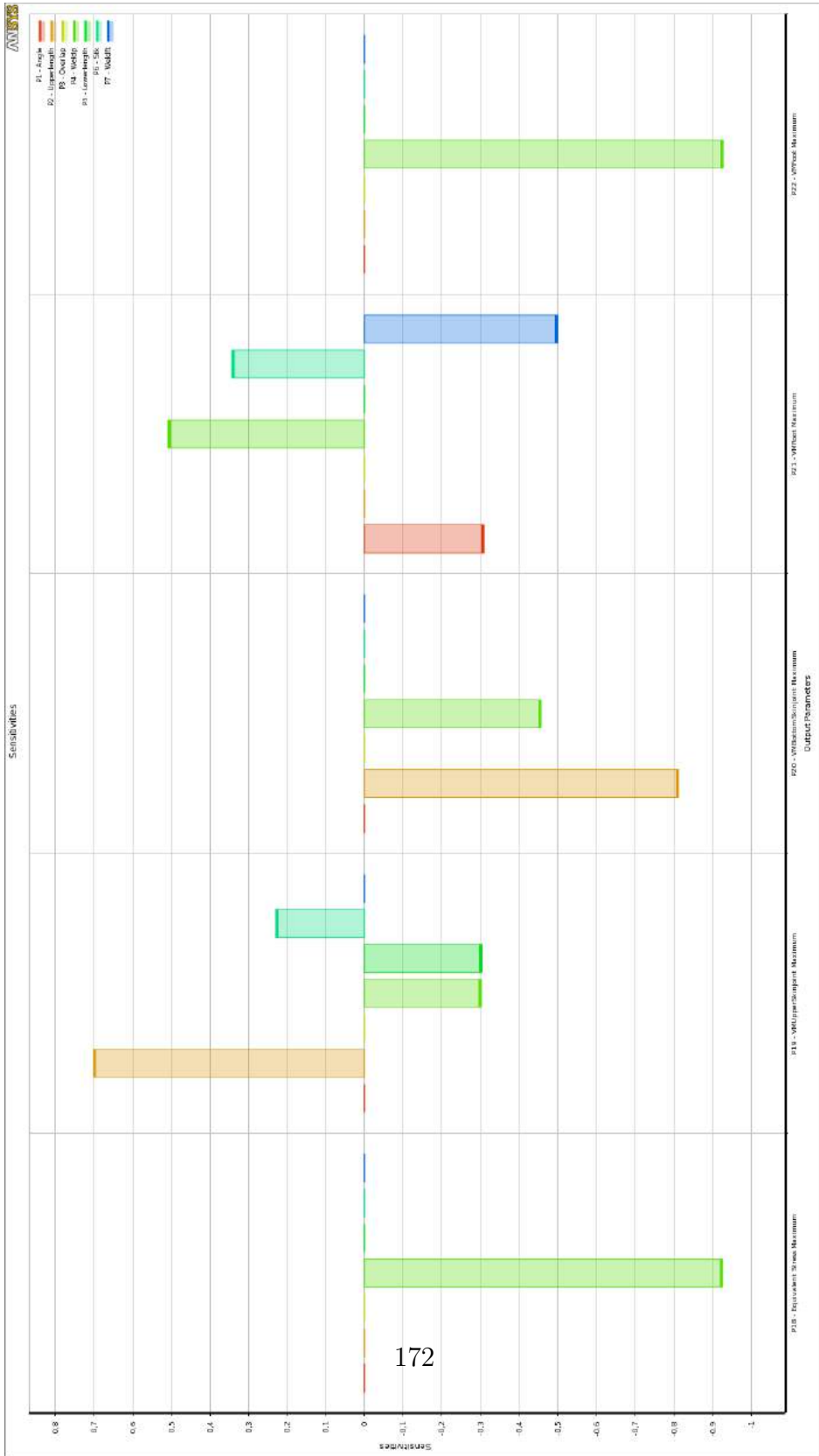


Figura A.3: Sensibilidad de parámetros - modelo 3D



## APÉNDICE A. RESULTADOS DE LA OPTIMIZACION 3D



Figura A.4: Salida: Von Mises global

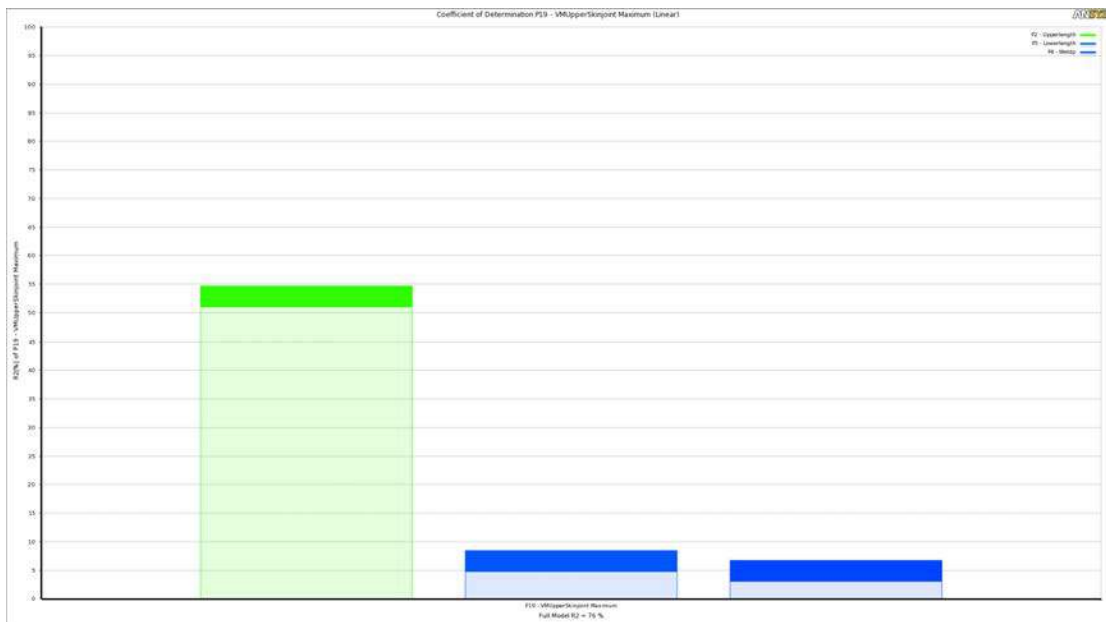


Figura A.5: Salida: Tensión de Von Mises en unión *Upperskin*



Figura A.6: Salida: Tensión de Von Mises en unión *Bottomskin*



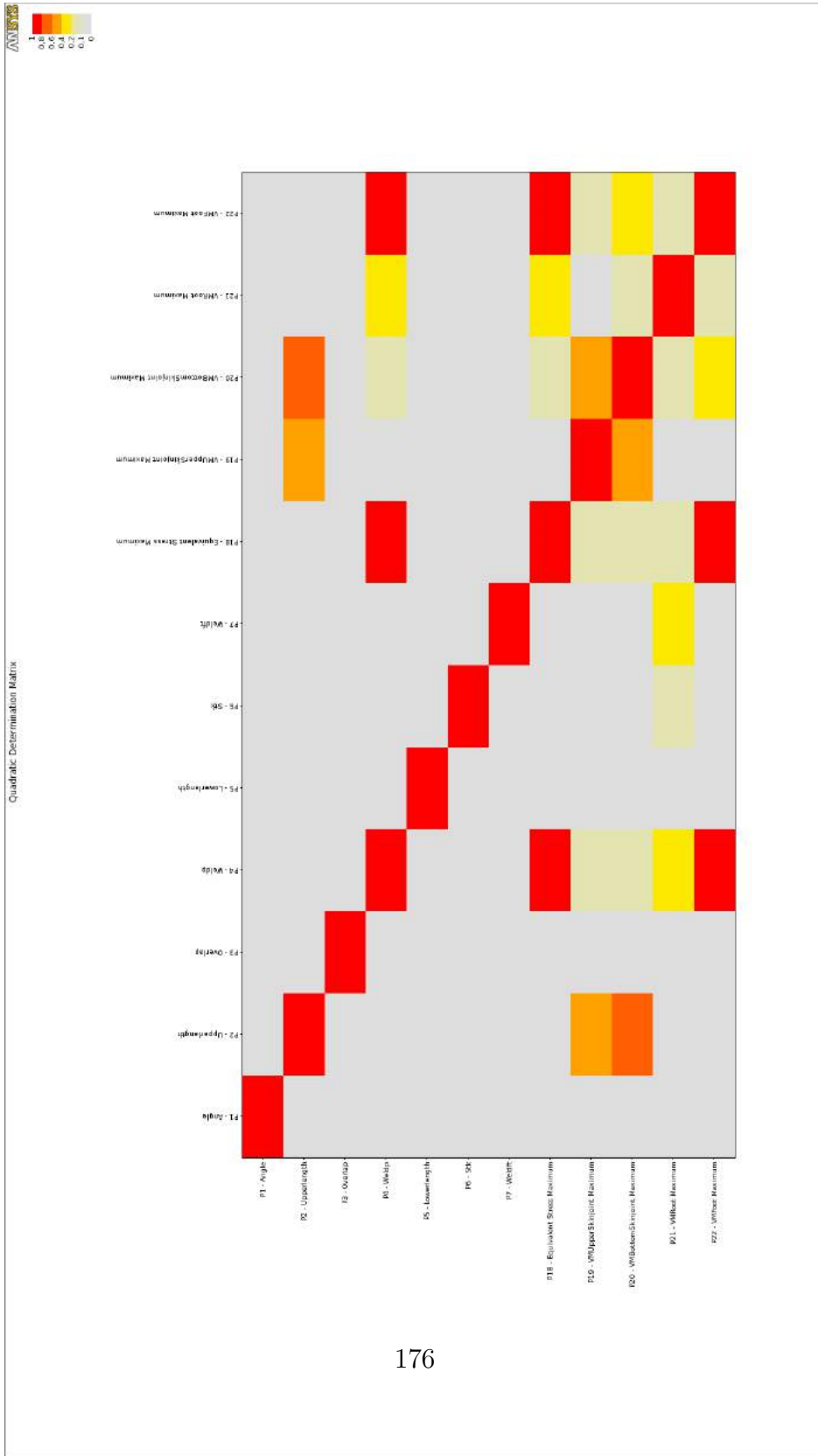
Figura A.7: Salida: Tensión de Von Mises en la raíz de la soldadura

## APÉNDICE A. RESULTADOS DE LA OPTIMIZACION 3D



Figura A.8: Salida: Tensión de Von Mises en el pie de la soldadura

Figura A.9: Histograma





## A.1 Von Mises results

A continuación se presentan resultados de Tensión en Von Mises en diversas áreas del WAHP, secciones internas de la pieza y gráficos de comportamiento.

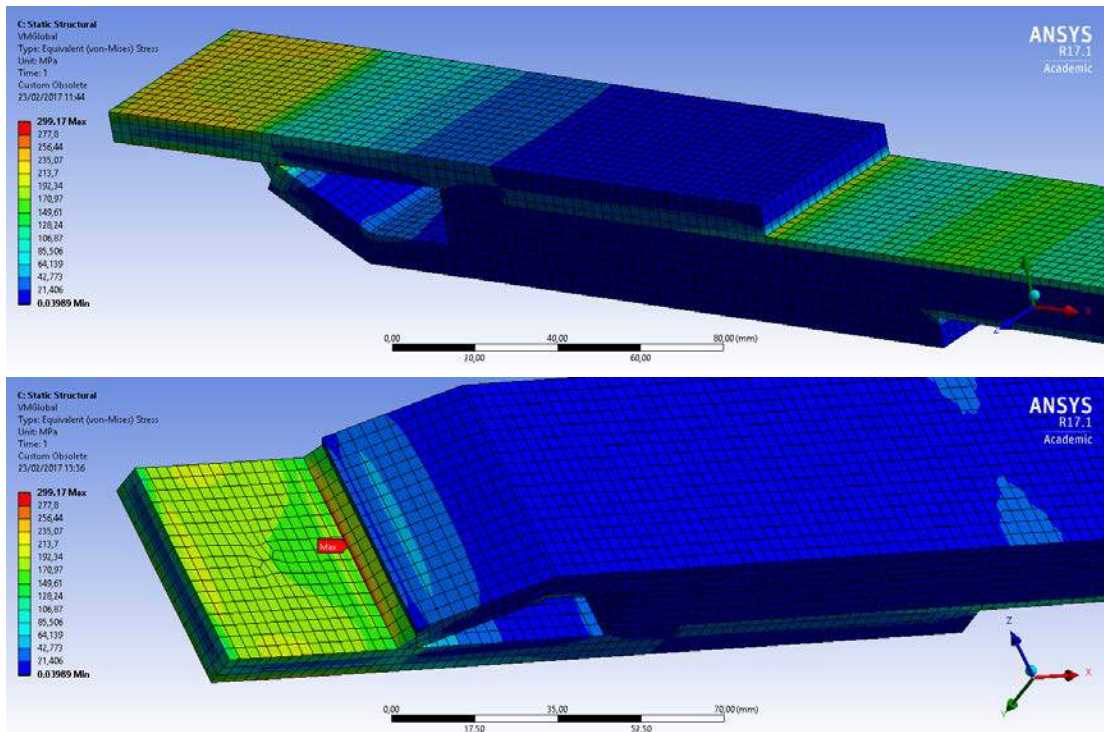


Figura A.10: Von Mises

## A.1. VON MISES RESULTS

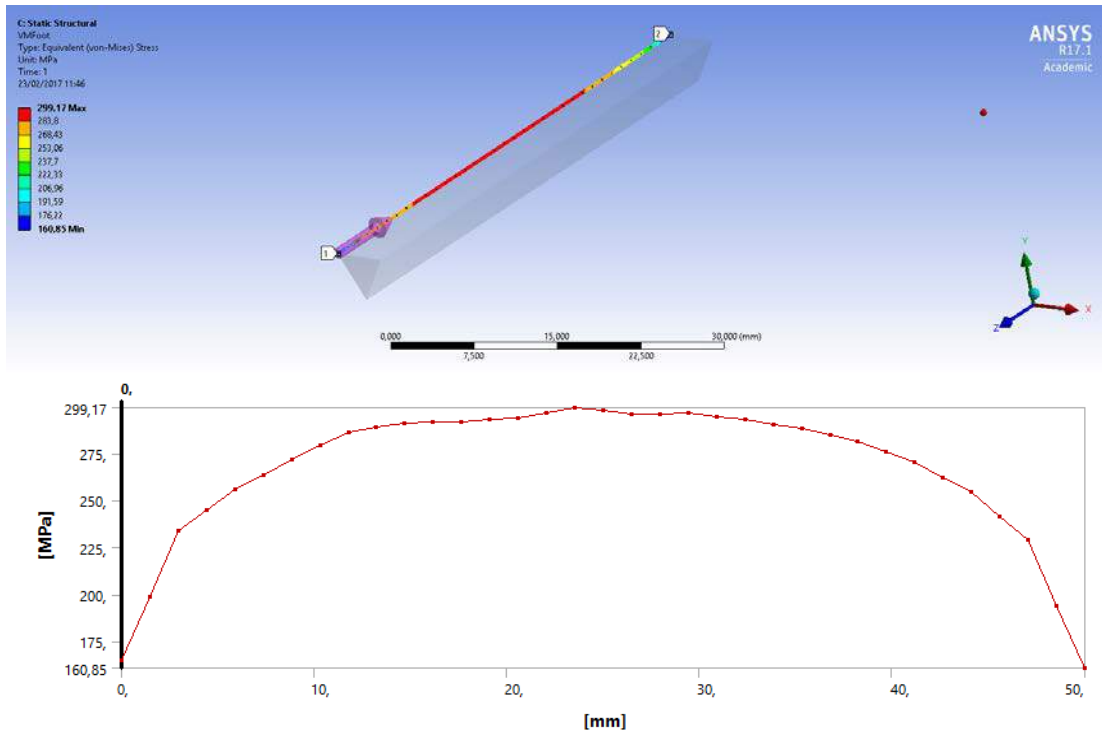


Figura A.11: Distribución de Von Mises en pié

## APÉNDICE A. RESULTADOS DE LA OPTIMIZACION 3D

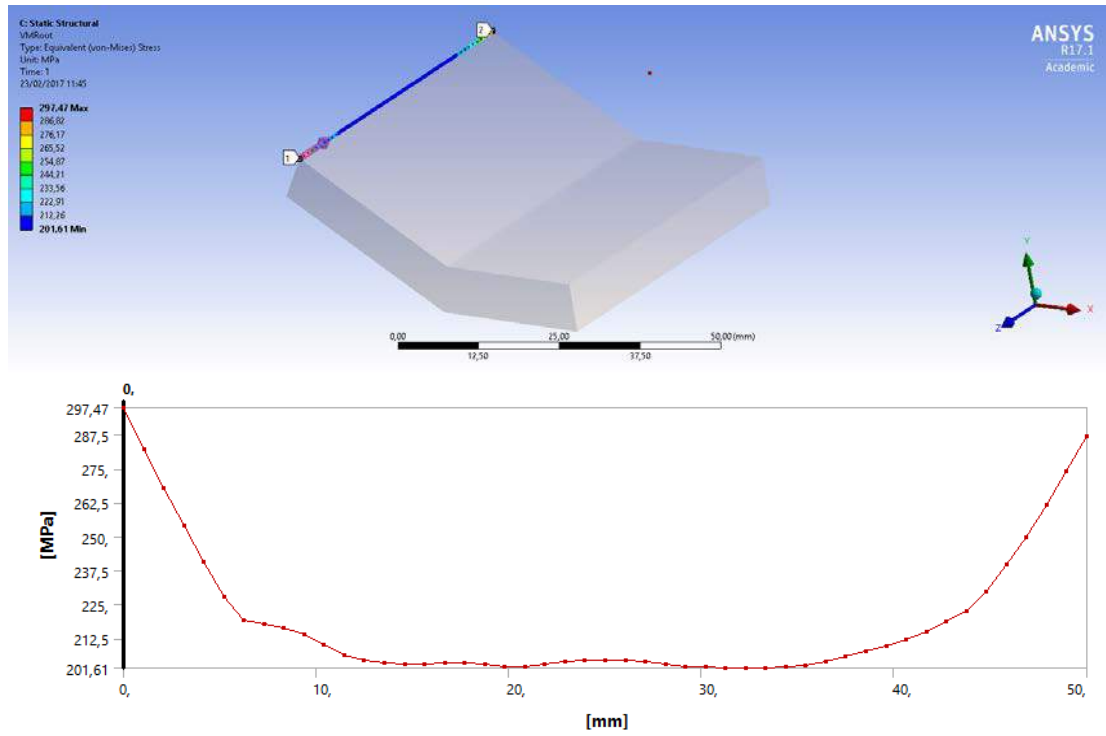


Figura A.12: Distribución de Von Mises en raíz

## A.1. VON MISES RESULTS

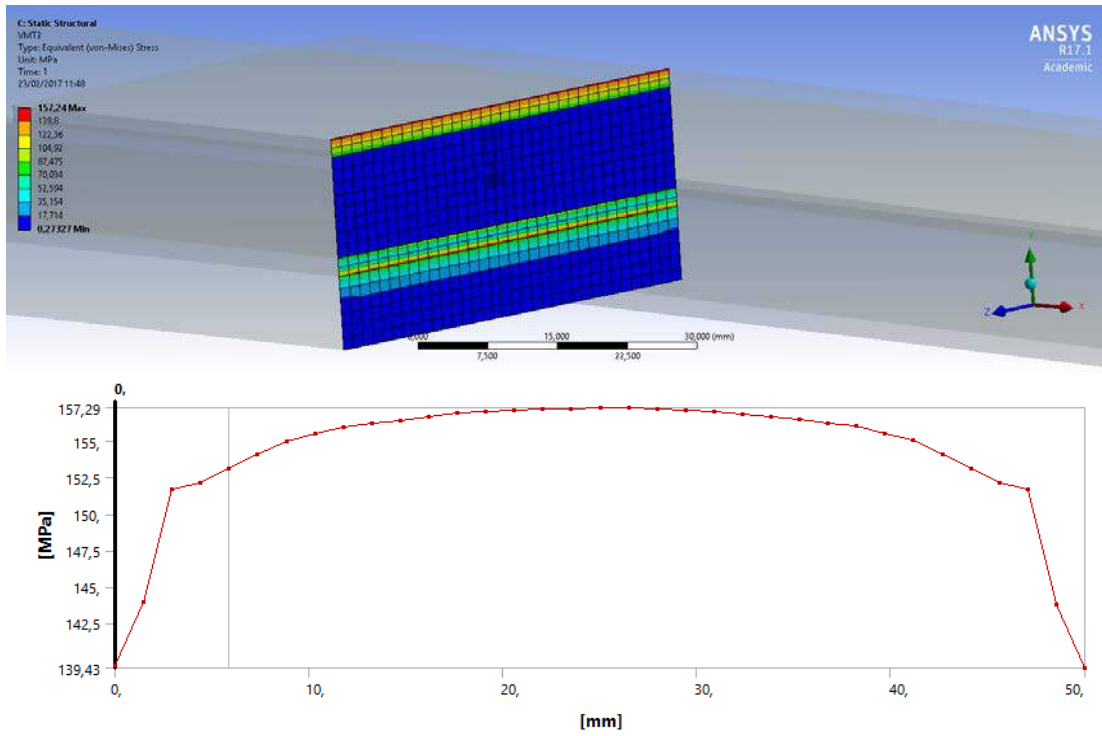


Figura A.13: Distribución de Von Mises en labio inferior

## APÉNDICE A. RESULTADOS DE LA OPTIMIZACION 3D

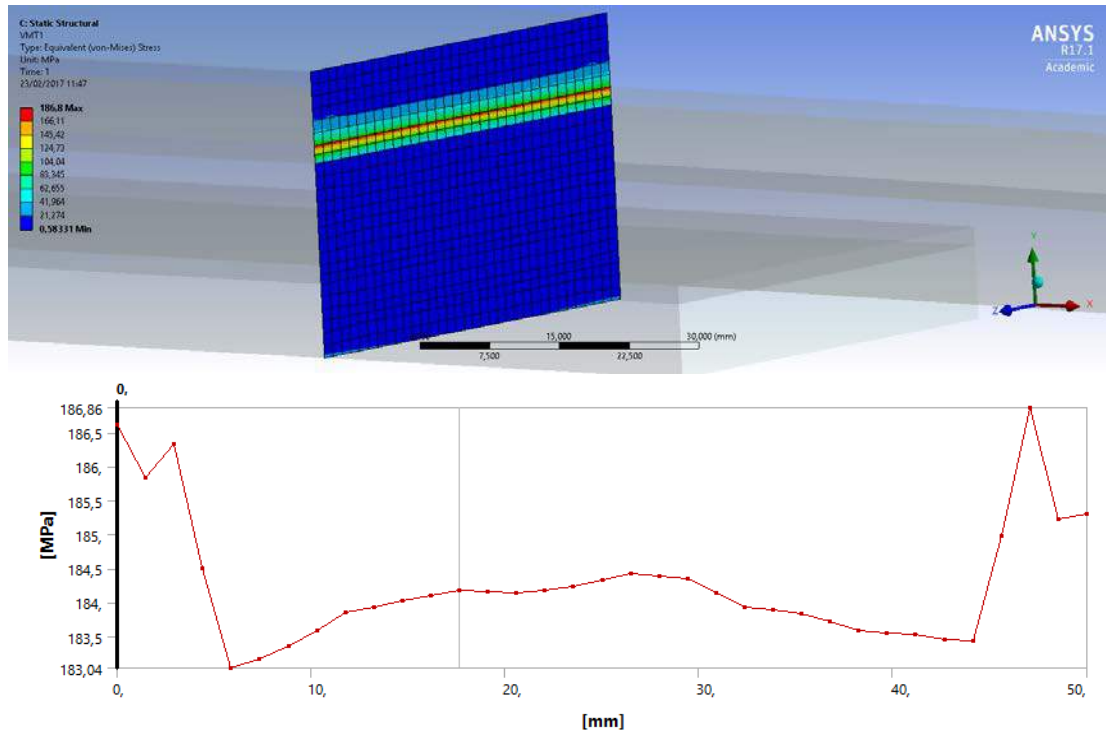


Figura A.14: Distribución de Von Mises en labio superior

## A.2 Respuesta en detalle en el candidato

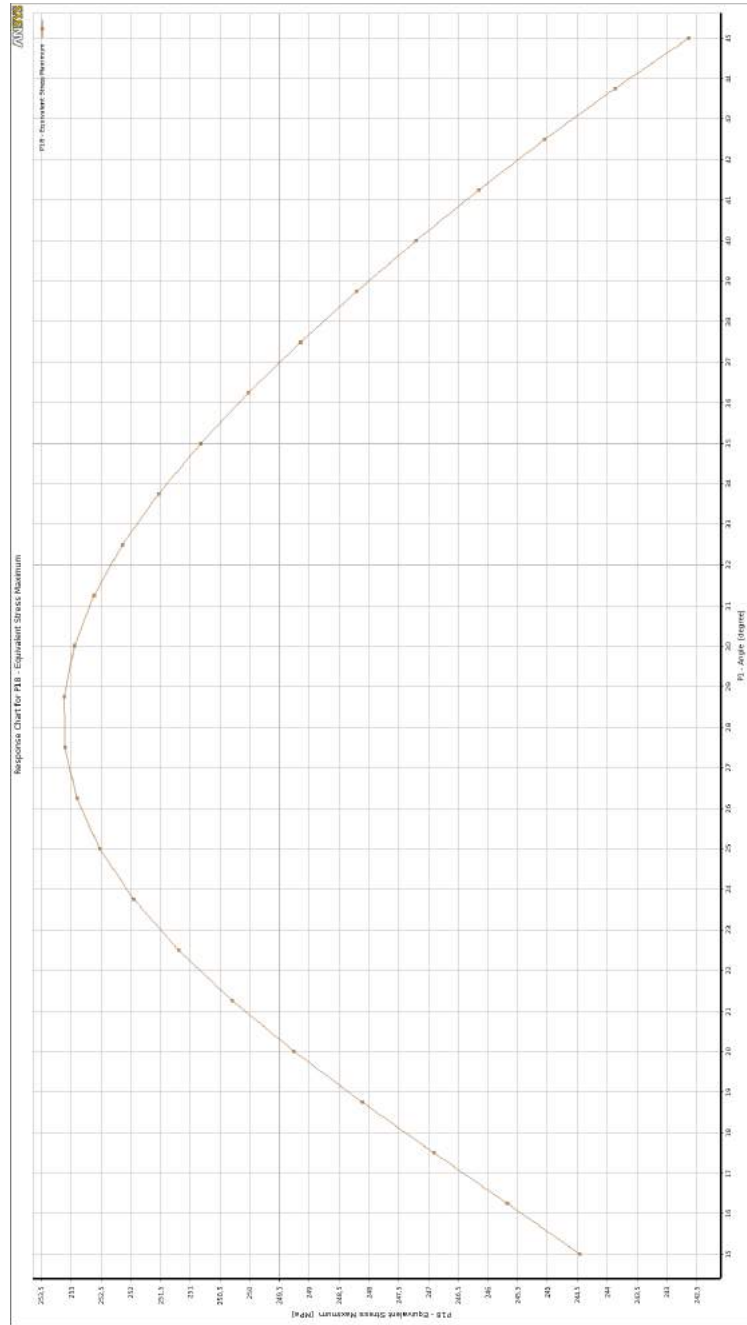


Figura A.15: Respuesta del candidato - *Angle*

APÉNDICE A. RESULTADOS DE LA OPTIMIZACION 3D

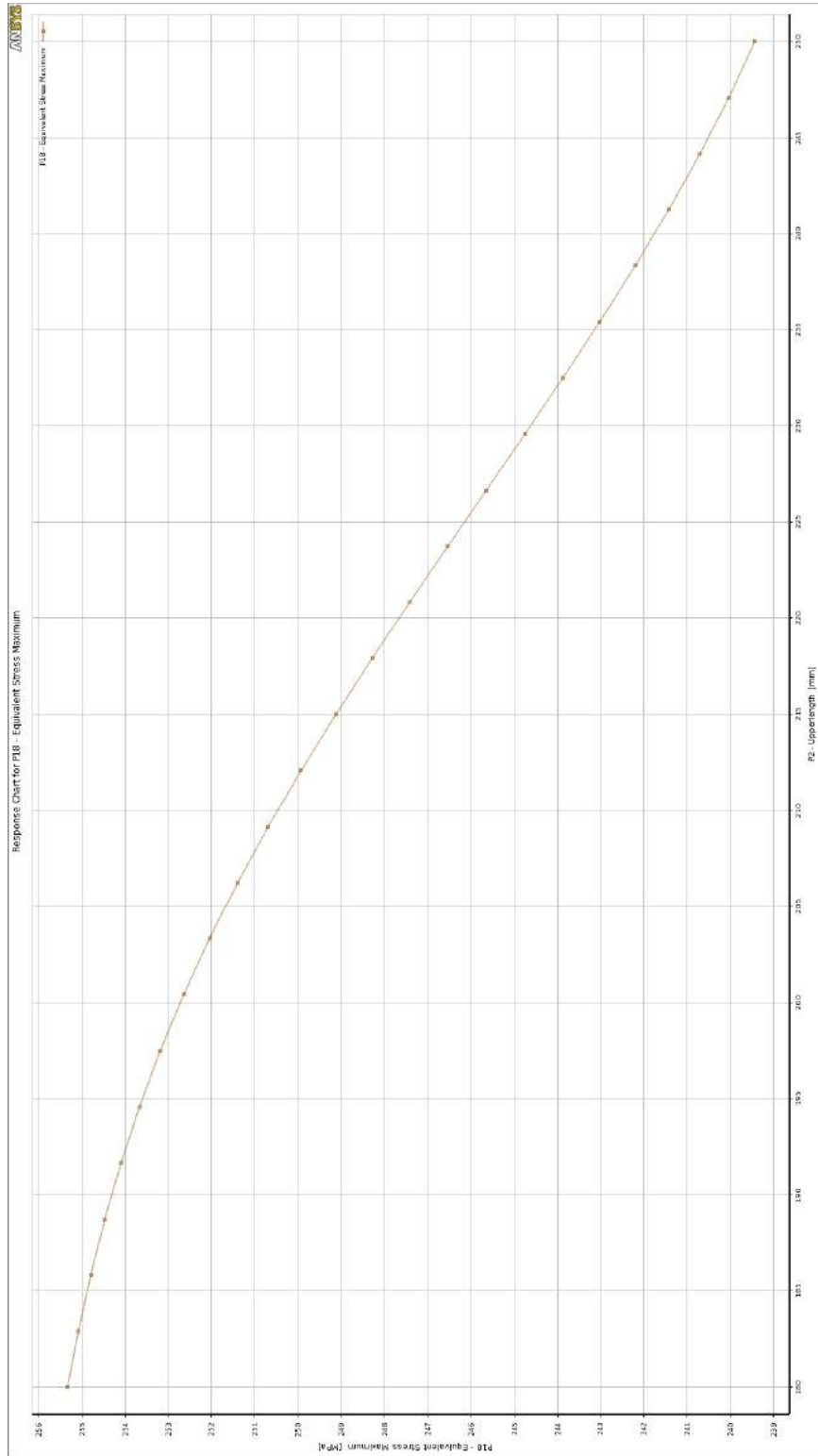


Figura A.16: Respuesta del candidato - *Upperlength*  
183

## A.2. RESPUESTA EN DETALLE EN EL CANDIDATO

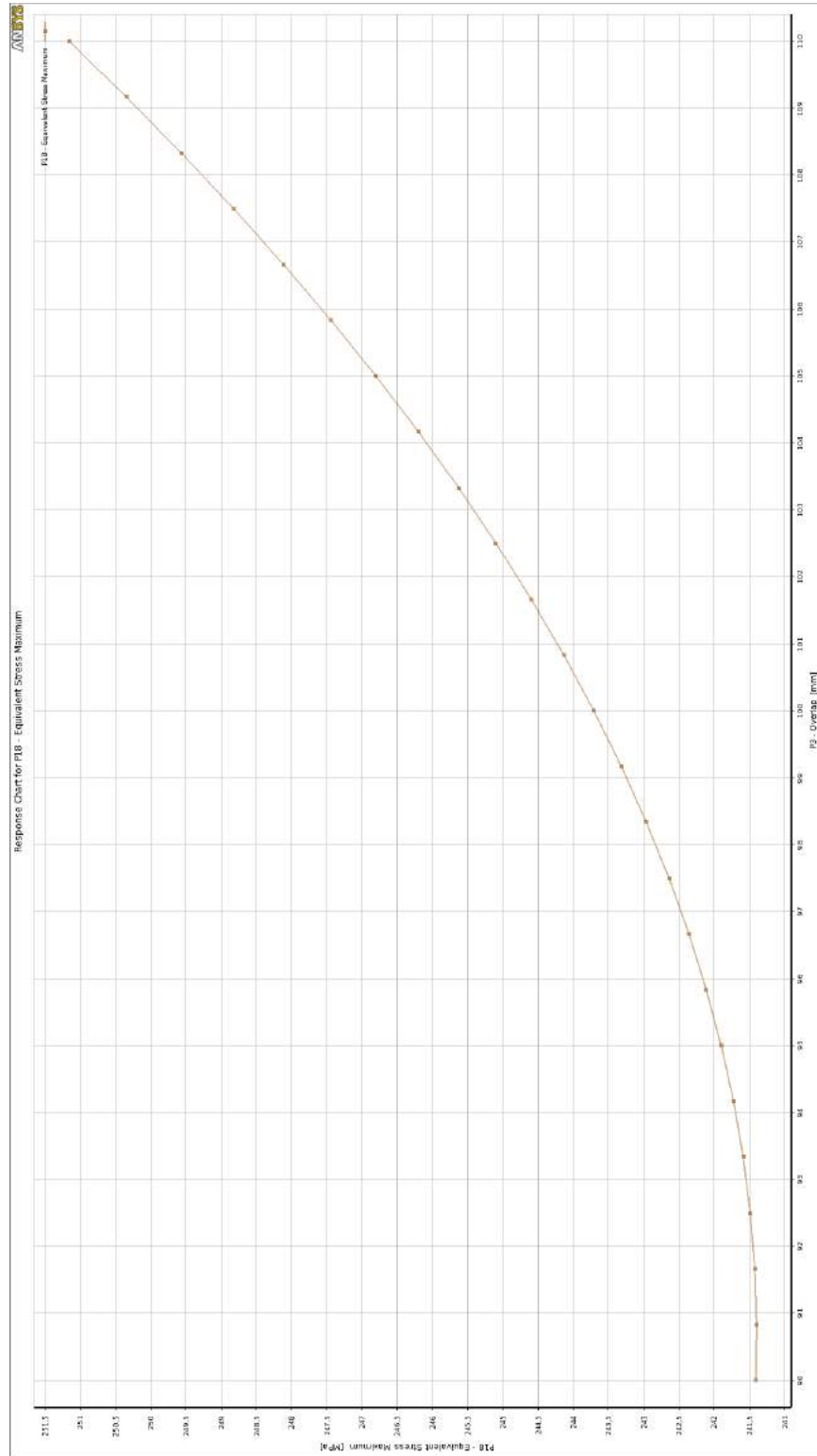


Figura A.17: Respuesta del candidato - *Overlap*



APÉNDICE A. RESULTADOS DE LA OPTIMIZACION 3D

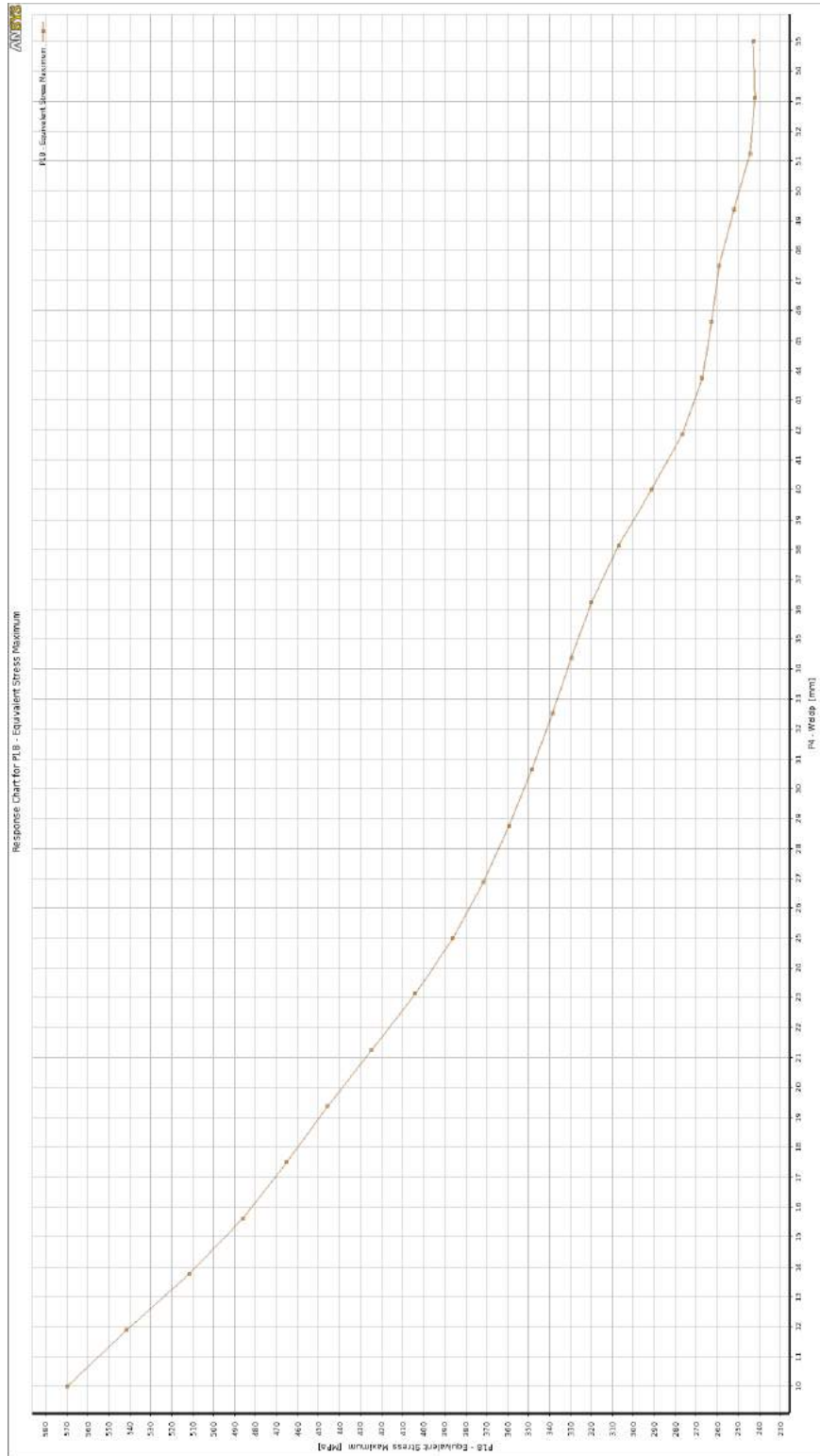


Figura A.18: Respuesta del candidato - *Weldp*  
185

## A.2. RESPUESTA EN DETALLE EN EL CANDIDATO

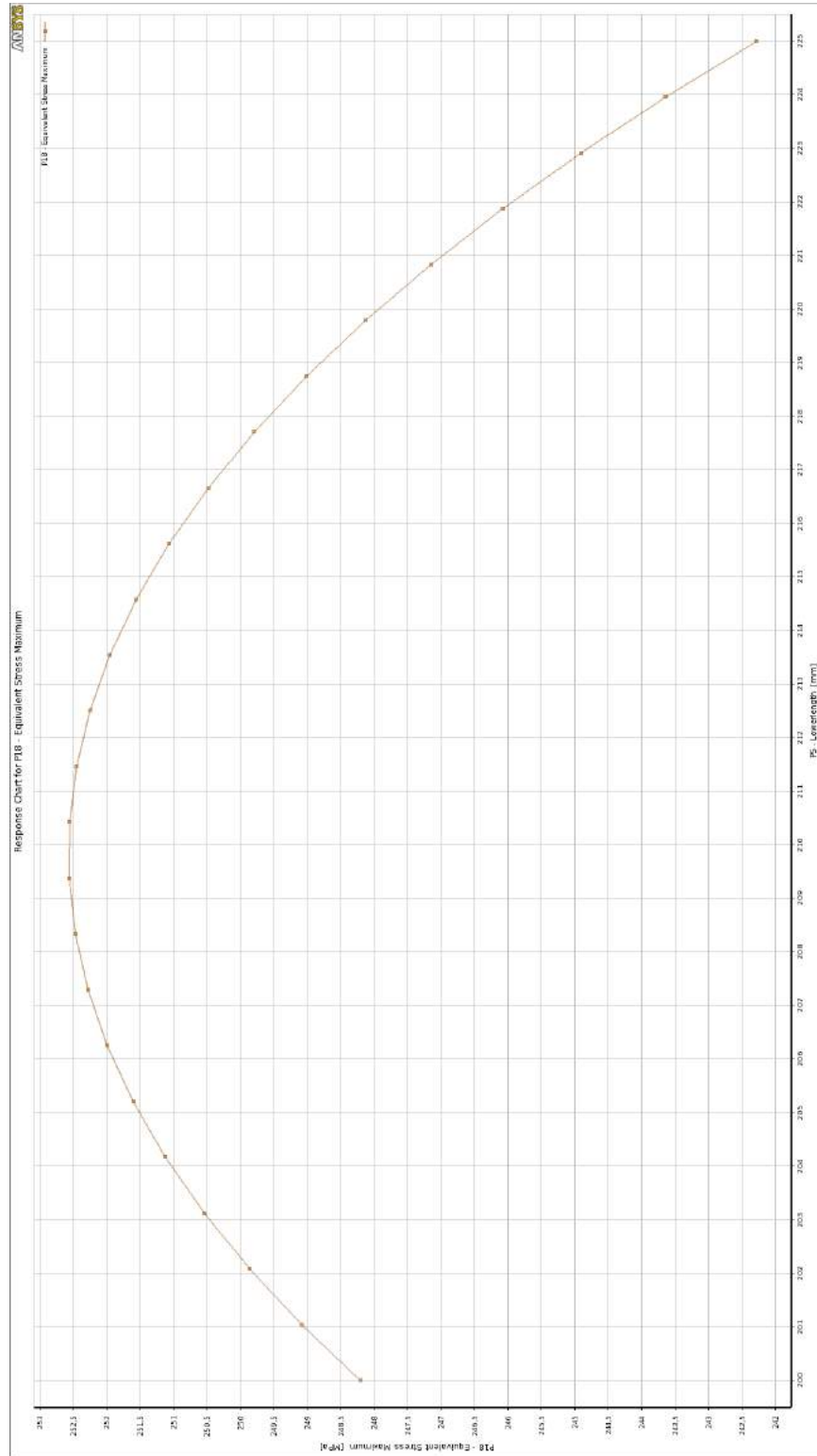


Figura A.19: Respuesta del candidato - *Lowerlength*  
186

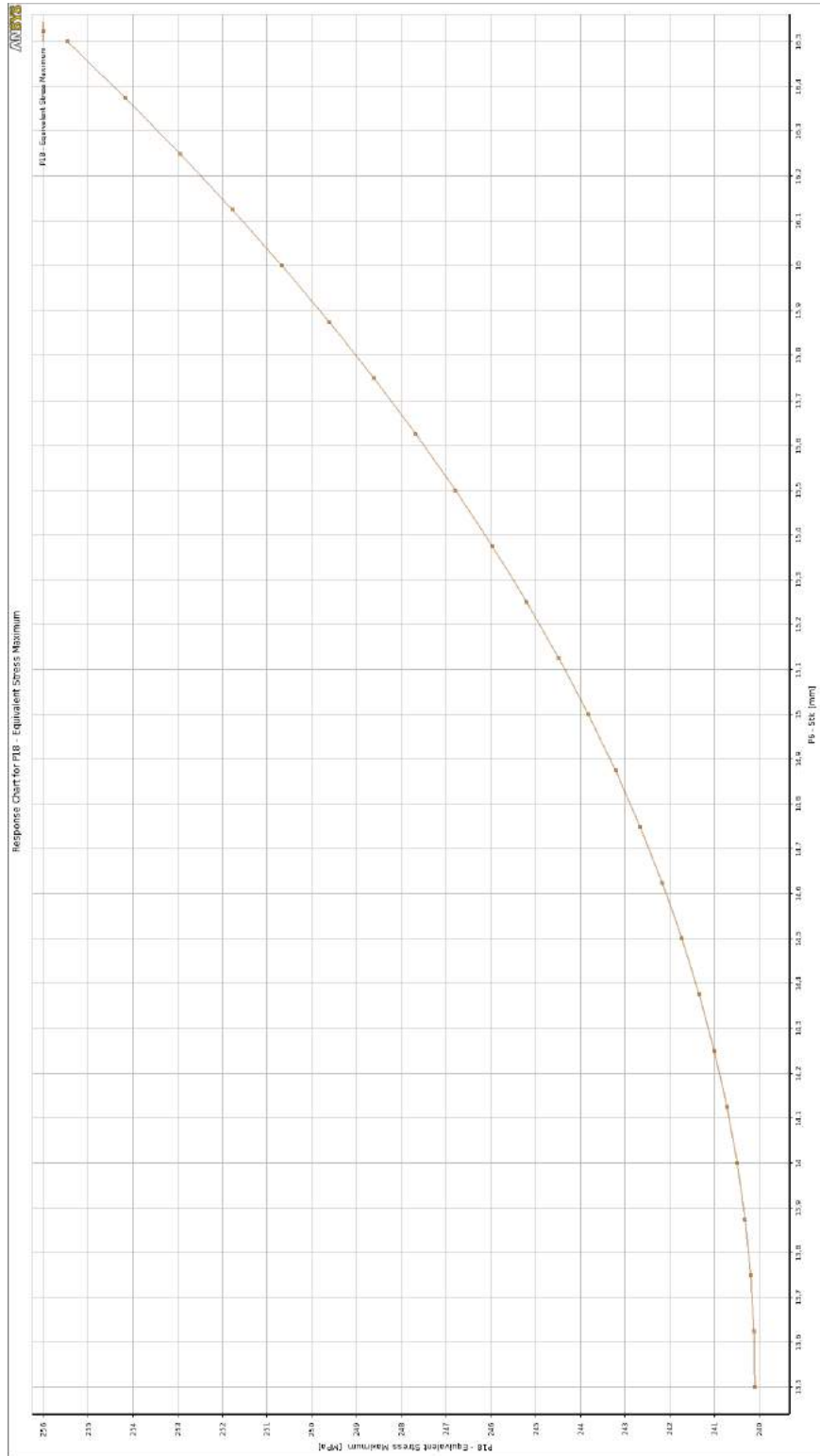


Figura A.20: Respuesta del candidato - *Stk*

## A.2. RESPUESTA EN DETALLE EN EL CANDIDATO

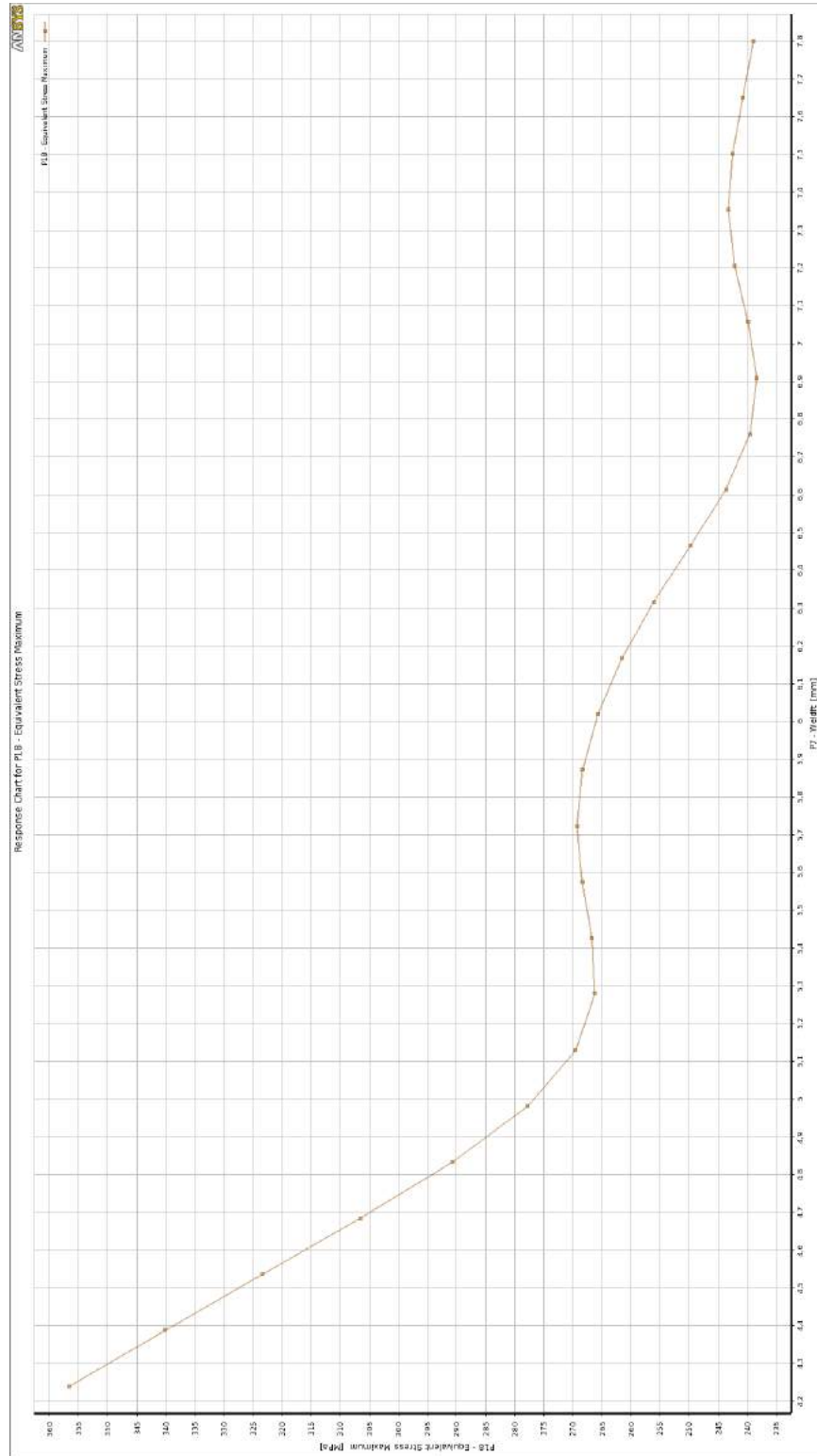


Figura A.21: Respuesta del candidato - *Weldft*  
188

Resultados de Von Mises - Solución I

La Figura A.23 representa una sección en la zona de contacto del adhesivo entre los materiales del labio superior y el panel híbrido.

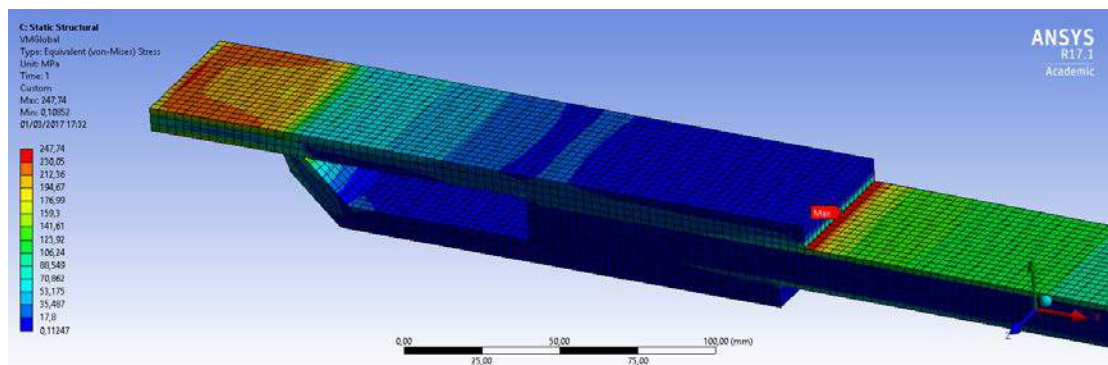


Figura A.22: Von Mises (VM)

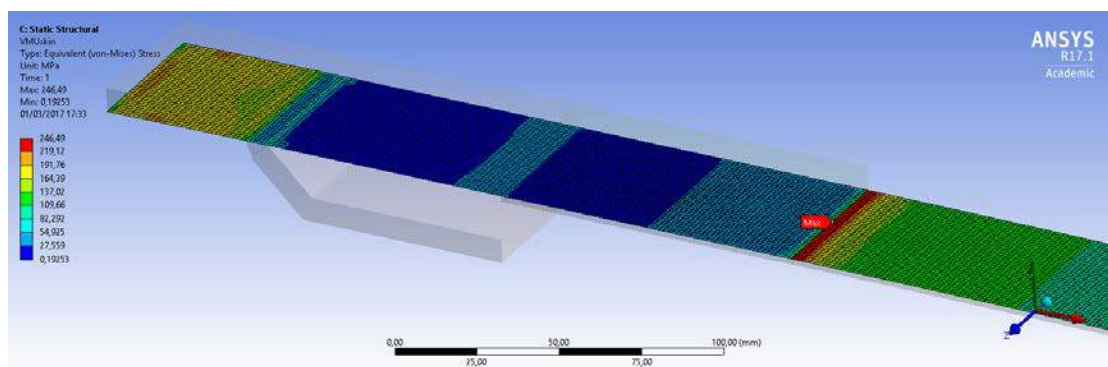


Figura A.23: VM - Contacto superior

## A.2. RESPUESTA EN DETALLE EN EL CANDIDATO

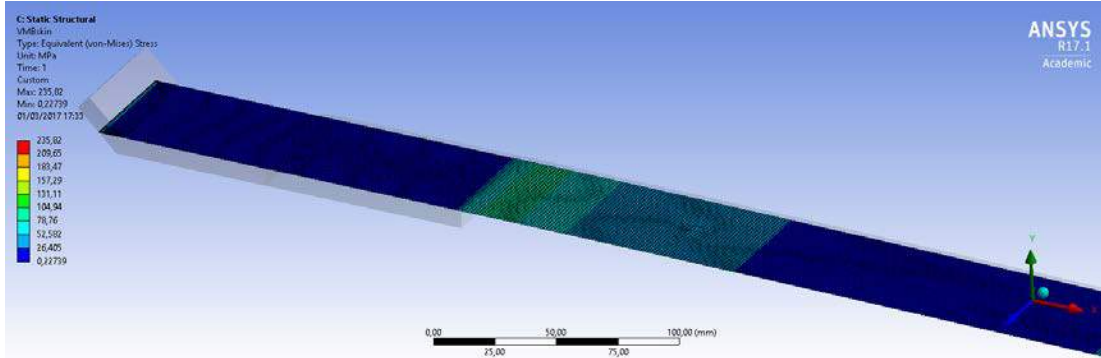


Figura A.24: VM - Contacto inferior

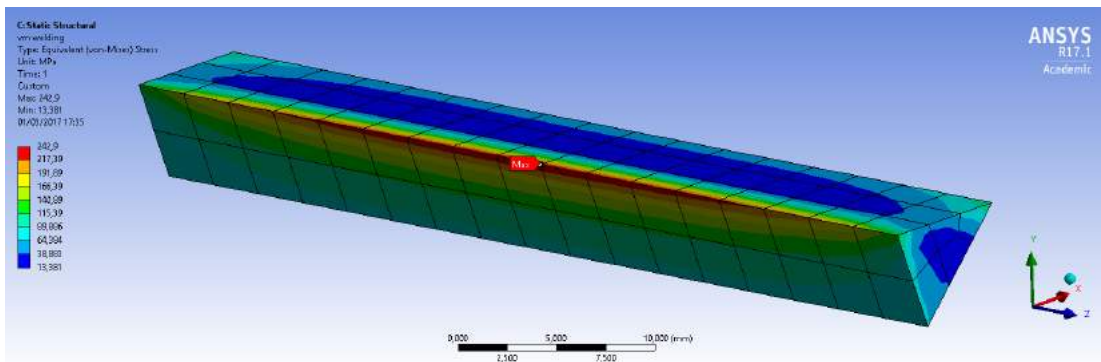


Figura A.25: VM - Cuello de soldadura

Se pueden observar valores altos de tensiones en el pié de la soldadura, (Figura A.25), mientras que el labio inferior prácticamente no sufre carga. (Figura A.24)

Resultados de Von Mises - Solución II)

Una de las diferencias entre modelos es la localización del máximo, (Figura A.26), que se encuentra en la soldadura en esta solución y no en el labio superior (Figura A.27).

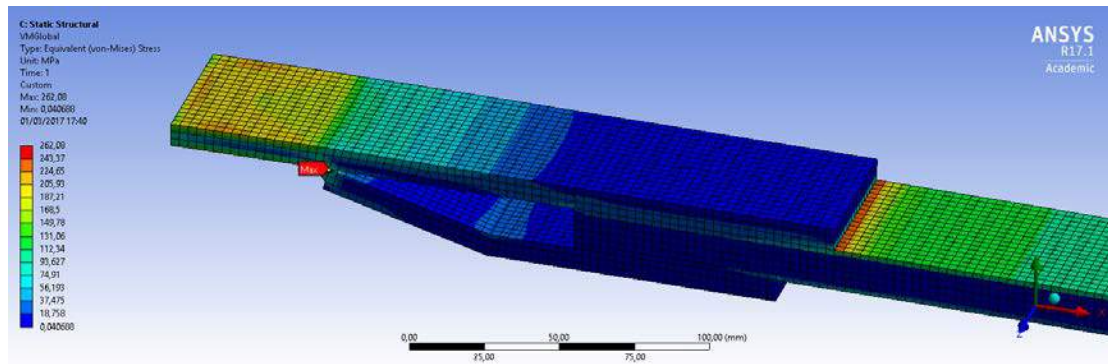


Figura A.26: Von Mises (VM)

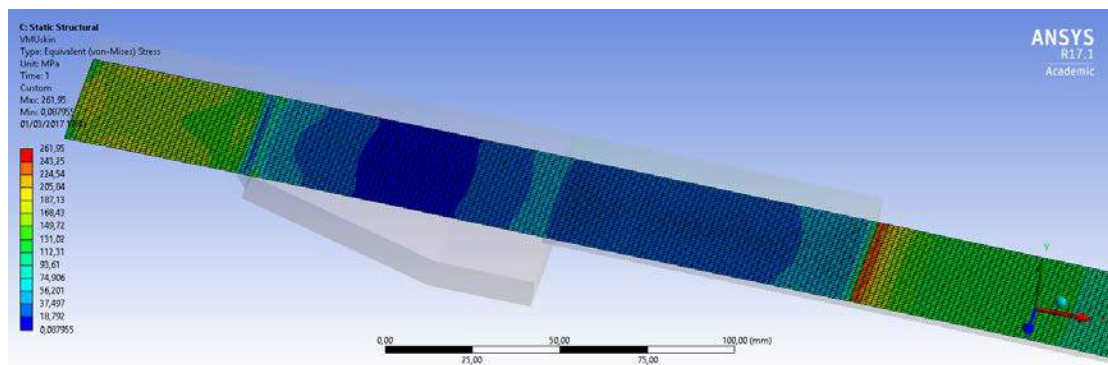


Figura A.27: VM - Contacto superior

## A.2. RESPUESTA EN DETALLE EN EL CANDIDATO

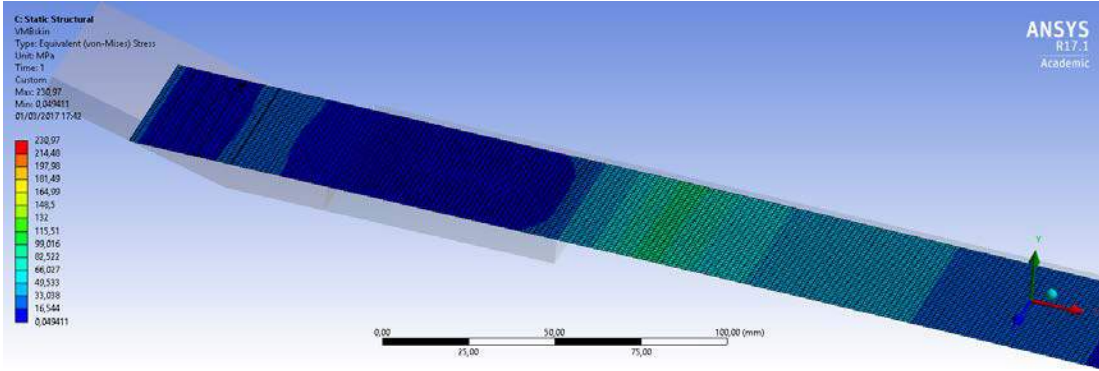


Figura A.28: VM - Contacto inferior

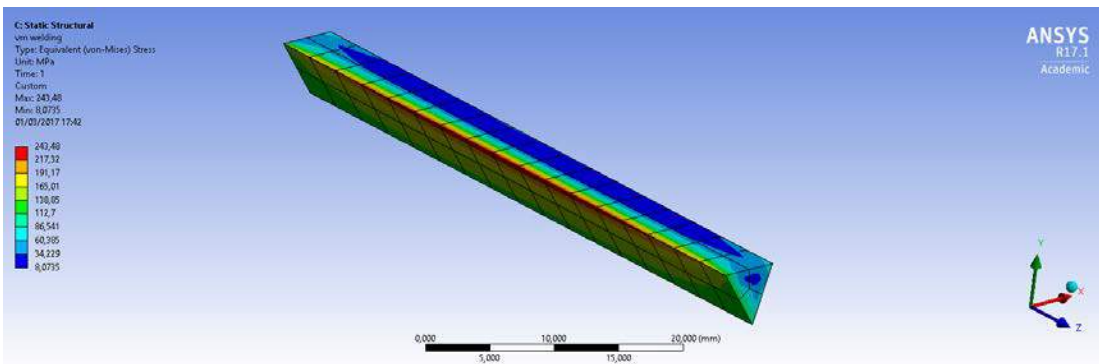


Figura A.29: VM - Cuello de soldadura

El cuello de soldadura es la parte mas cargada del modelo, (Figura A.29), y como en el modelo anterior el labio inferior esta prácticamente sin carga. (Figura A.28)



# Apéndice B

## Formulación de Panel

### B.1 Formulación matemática de panel en celda de abeja

---

Se adjunta la formulación completa utilizada en los cálculos estructurales locales del panel híbrido en su transformación, la formulación parte de las siguientes hipótesis:

- Elementos simétricos.
- Pieles delgadas del mismo material.
- Núcleo relativamente menos rígido que las pieles.

## B.1. FORMULACIÓN MATEMÁTICA DE PANEL EN CELDA DE ABEJA

---

### B.1.1 Vigas

Rigidez a Flexión

$$D = \frac{E_f t_f h^2 b}{2} \text{ donde } h = t_f + t_c \quad (\text{B.1})$$

Rigidez a Cortante

$$S = bhG_c \text{ donde } G_c = G_L \text{ o } G_W \quad (\text{B.2})$$

Deformada

$$\delta = \frac{k_b Pl^3}{D} \text{ (flexión)} + \frac{k_s Pl}{S} \text{ (cortante)} \quad (\text{B.3})$$

Tensión en caras

$$\sigma_f = \frac{M}{ht_f b} \text{ donde } M \text{ es el momento máx de la viga} \quad (\text{B.4})$$

Tensión en el Núcleo

$$\tau_c = \frac{F}{hb} \text{ donde } F \text{ es la cortante máxima de la viga} \quad (\text{B.5})$$

### B.1.2 Planchas

Para cargas transversales (*out-of-plane*).

Coeficientes de la plancha:

i)

$$\frac{b}{a} \text{ Ratio de aspecto} \quad (\text{B.6})$$

ii)

$$R = \frac{G_L}{G_W} \quad (\text{B.7})$$

iii)

$$V = \frac{\pi^2 E_f t_f h}{2b^2 G_W \lambda} \quad (\text{B.8})$$

Deformada

$$\delta = \frac{2K_1qb^4\lambda}{E_ft_fh^2} \quad (\text{B.9})$$

Tensión en caras

$$\sigma_f = \frac{K_2qb^2}{ht} \quad (\text{B.10})$$

Tensión en el Núcleo

$$\tau_c = \frac{K_3qb}{h} \quad (\text{B.11})$$

Compresión local

$$\sigma_f = \frac{P}{A} = \frac{qA}{A} \text{ Aplicable a vigas} \quad (\text{B.12})$$

### B.1.3 Cargas en extremos

Para cargas longitudinales (*in-plane*).

Tensión en caras

$$\sigma_f = \frac{P}{2t_fb} \text{ where } P = qb \text{ si aplica} \quad (\text{B.13})$$

Pandeo de panel

$$P_b = \frac{\pi^2 D}{l^2 + \frac{\pi^2 D}{G_c h b}} \text{ donde } D \text{ está definida en VIGAS} \quad (\text{B.14})$$

Prensado por cizalla

$$P_b = t_c G_c b \quad (\text{B.15})$$

Arrugado de pieles

## B.1. FORMULACIÓN MATEMÁTICA DE PANEL EN CELDA DE ABEJA

$$\sigma_{CR} = 0,5[G_C E_C E_f]^{1/3} \quad (\text{B.16})$$

Pandeo intra-celular

$$\sigma_{CR} = 2E_f \left[ \frac{t_f}{s} \right]^2 \quad (\text{B.17})$$

## B.2 Propiedades de panel

---

En esta sección se muestran las propiedades y gráficos de coeficientes de los paneles en celda de abeja, según las referencias del suministrador. [12],[11], [25], [24].

---

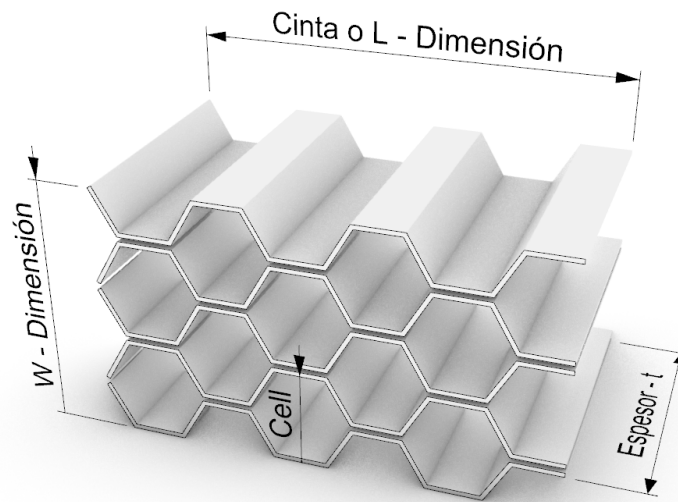


Figura B.1: Geometría de panel en celda de abeja I.

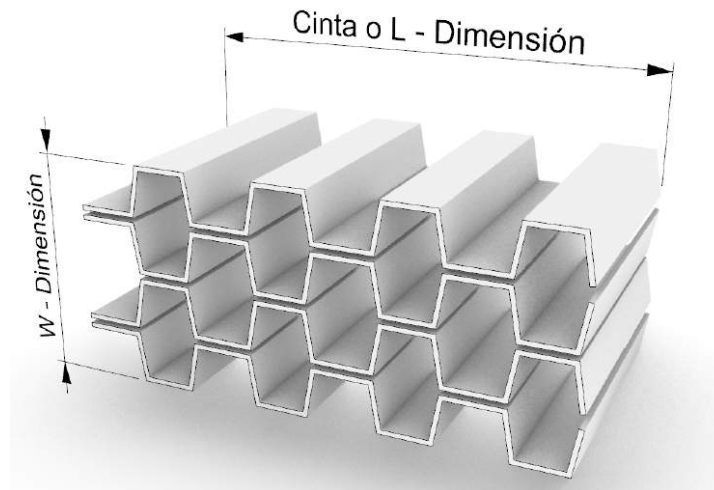


Figura B.2: Geometría de panel en celda de abeja II.

## B.2. PROPIEDADES DE PANEL

---

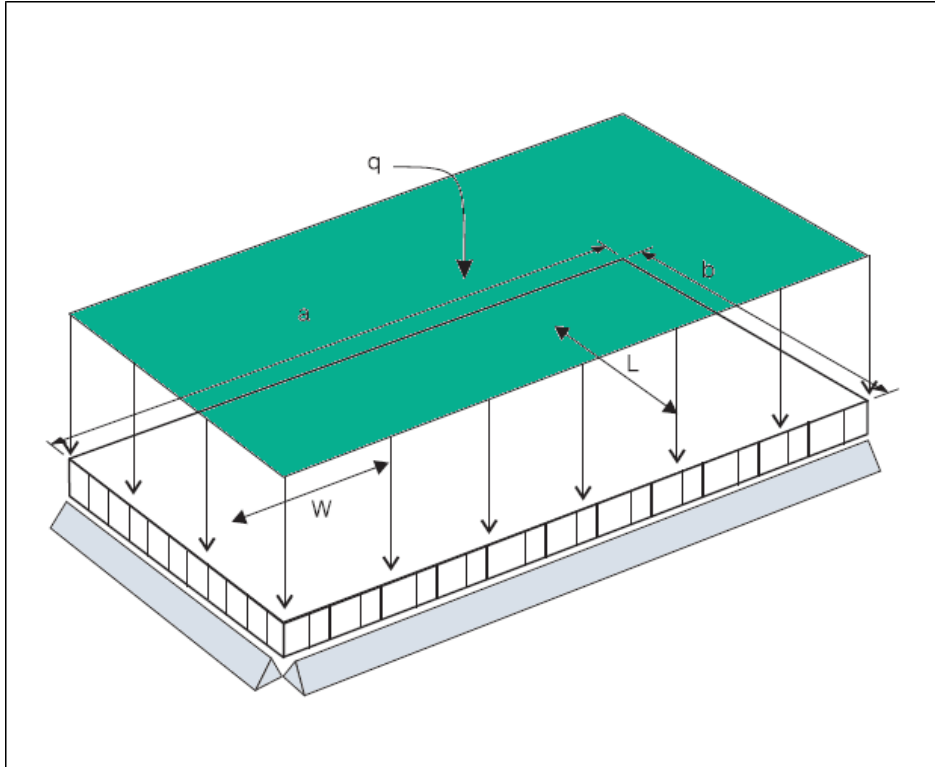


Figura B.3: Apoyos y cargas aplicadas al panel Híbrido

APÉNDICE B. FORMULACIÓN DE PANEL

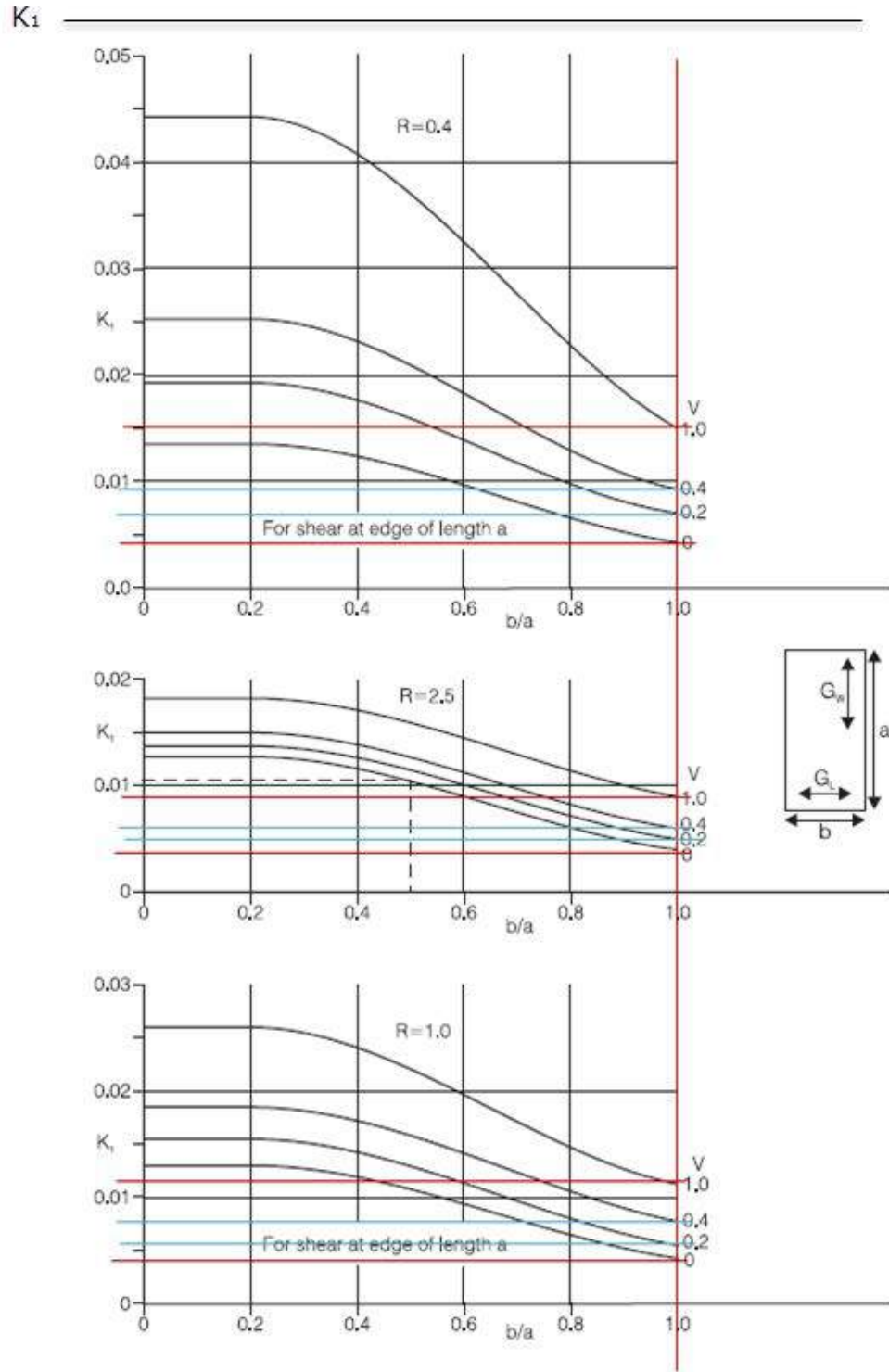


Figura B.4: Coeficiente  $K_1$  para determinar la flecha máxima

## B.2. PROPIEDADES DE PANEL

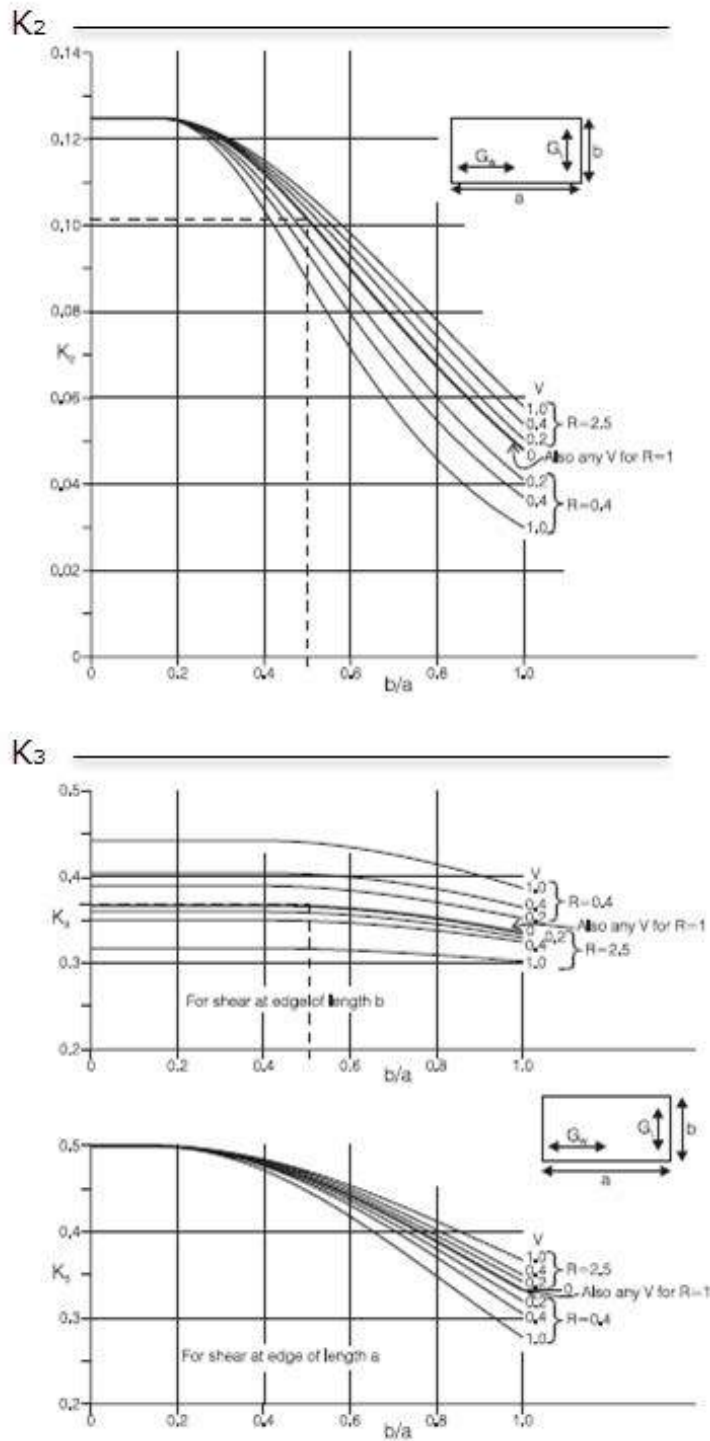


Figura B.5: Coeficiente  $K_2$  para tensiones en caras y  $K_3$  para cortante máxima en el núcleo



### B.3 Aplicación a Paneles

qs	5 kN/m <sup>2</sup>	Static Superstructure Load
qt	8.65 kN/m <sup>2</sup>	Superstructure Load
a	2.1 m	Panel Length
b	2.1 m	Panel Width
<b>FACING SKINS</b>		
STEEL carbon 1006		
thickness (t <sub>1</sub> , t <sub>2</sub> )	2 mm	Thickness of facing skin
Yield Strength	285 MPa	Yield of facing skin
E modulus	205 GPa	Modulus of Elasticity of Facing Skin
μ	0.3	Poisson of Facing Skin
Weight	69.237 kg	kg per skin
<b>CORE</b>		
ALUMINIUM3003		
Density	83 kg/m <sup>3</sup>	
Cell Size	6 mm	
t CORE	11 mm	
Weight	4.03 kg	kg total core
Stabilized Compression	4.6 MPa	
Ec Modulus	1000 MPa	Compression Modulus of Core
Longitudinal Shear	2.4 MPa	
G <sub>l</sub> Modulus	440 MPa	Core Shear Modulus - Ribbon Directi
Transverse Shear	1.5 MPa	
G <sub>w</sub> Modulus	220 MPa	Core Shear Modulus - Transverse Di
<b>PLATE COEFFICIENT</b>		
Aspect Ratio	1	Has to be close to 1, in order to mini
R	2.00	Ratio Core Shear
V	0.01	Panel Parameter
λ	0.91	Parameter introducing poisson's rati
h	13 mm	distance between facing sking centre
k1	0.004	Panel parameter
k2	0.05	Panel Parameter
k3 b	0.34	Panel Parameter for shorter span b
k3 a	0.34	Panel Parameter for span a
<b>DEFLECTION</b>		
δ	17.67 mm	
<b>FACING STRESS</b>		
σ <sub>f</sub>	73.36 MPa	25.7% 82%
<b>CORE SHEAR</b>		
τ <sub>c span b</sub>	0.475 MPa	32%
τ <sub>c span a</sub>	0.475 MPa	20%
<b>LOCAL COMPRESION</b>		
σ <sub>c</sub>	0.00865 MPa	0.19%

Figura B.6: Hoja de Calculo de estados limite del panel.

### B.3. APLICACIÓN A PANELES

---

---

Se muestra un ejemplo de de cálculo de panel con la carga de superestructura de la sociedad de clase escogida (Bureau Veritas), con geometría de panel  $2,1m$ , cuadrado. Escogiendo los materiales de las pieles y núcleo y sus correspondientes espesores.

En la parte baja se puede observar el porcentaje de trabajo en cada Tensión. Las propiedades del panel se obtienen de la transformación correspondiente al calculo realizado por sociedad de clase.

---

# Apéndice C

## Simulaciones numéricas con distintos adhesivos

### C.1 Introducción y definición de puntos de control

---

A continuación se dan los resultados de la simulación numérica con dos adhesivos diferentes, dando calidades de malla, y soluciones según el proceso explicado en Capítulo 7. En los siguientes modelos la codificación es la siguiente:

- C1: Adhesivo Débil.
- C2: Adhesivo Fuerte.
- Modelo 1: Parámetros de Solución 1.
- Modelo 2: Parámetros de Solución 2.

## C.1. INTRODUCCIÓN Y DEFINICIÓN DE PUNTOS DE CONTROL

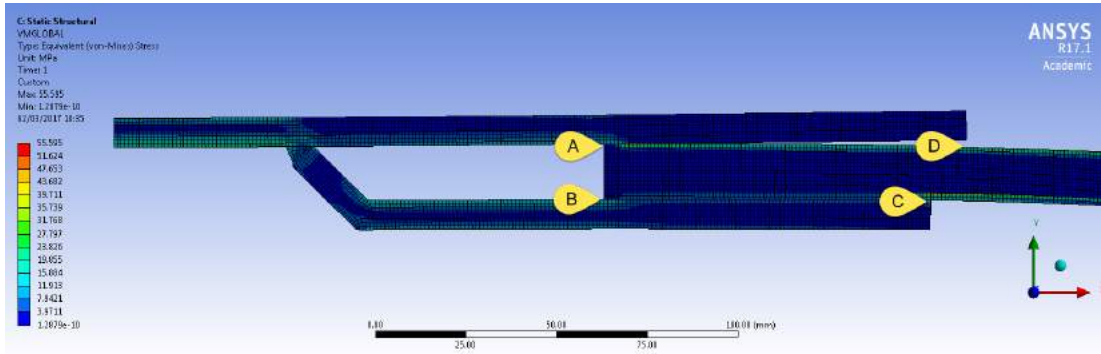


Figura C.1: Puntos de Control de la simulación.

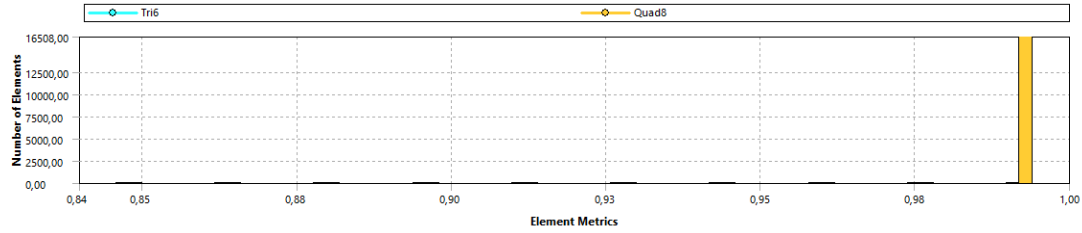


Figura C.2: Control de Calidad de Malla.

## C.2 Resultados adhesivo débil

### C.2.1 Solución I

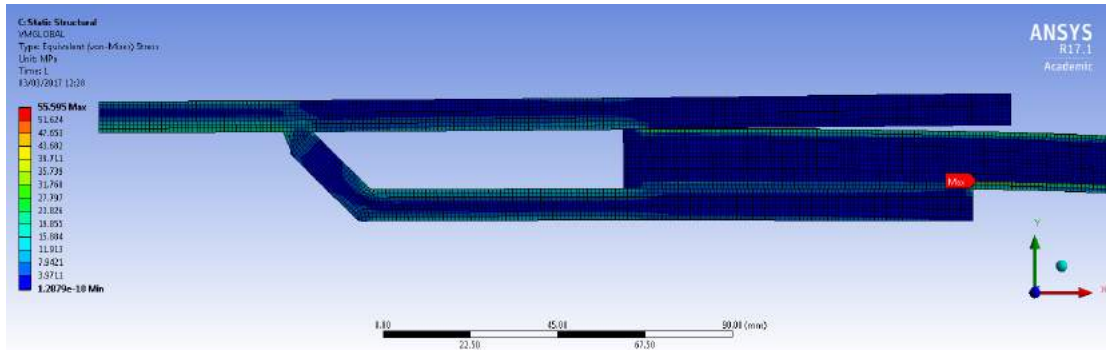


Figura C.3: VM Solución I - después de despegue

### C.2.2 Solución II

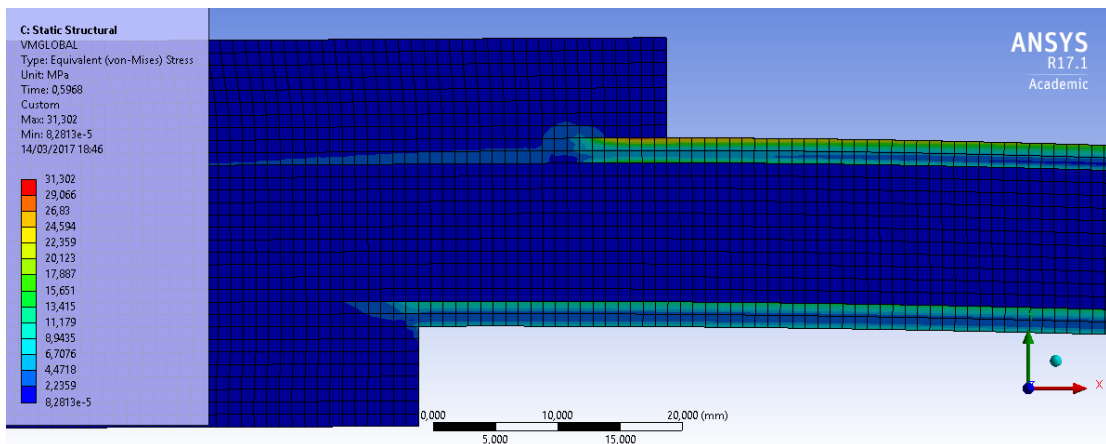


Figura C.4: VM modelo II - step 0.59 s

## C.2. RESULTADOS ADHESIVO DÉBIL

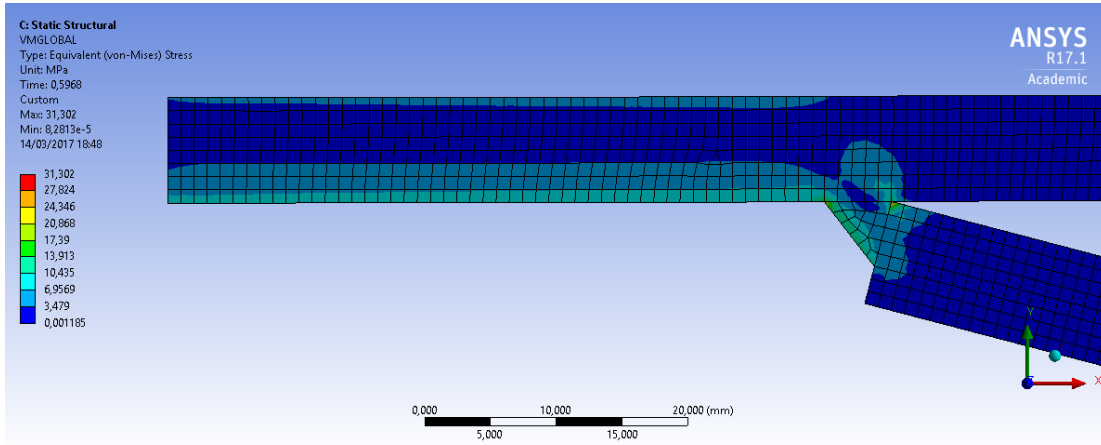


Figura C.5: VM modelo II - step 0.59 s

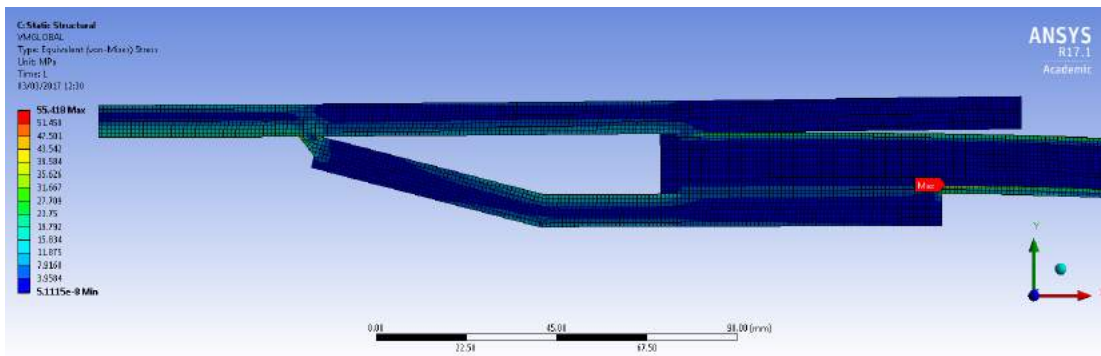


Figura C.6: VM modelo II - después de despegue

## C.3 Adhesivo Fuerte

### C.3.1 Solución I

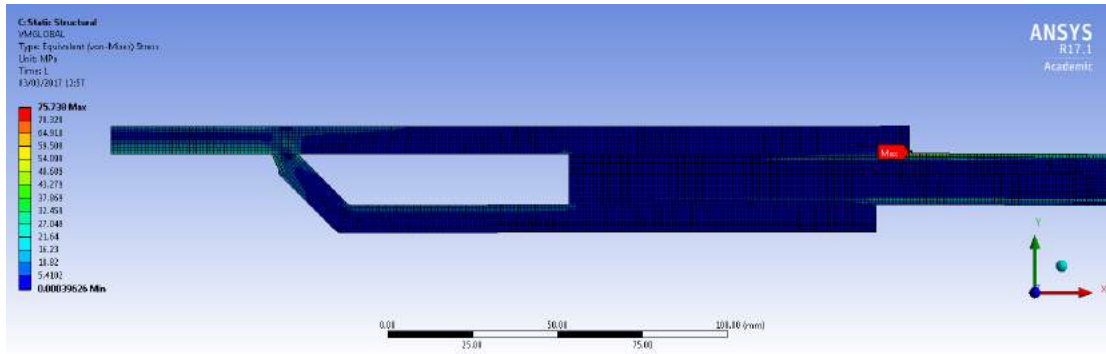


Figura C.7: VM modelo I - Sin despegue

### C.3.2 Solución II

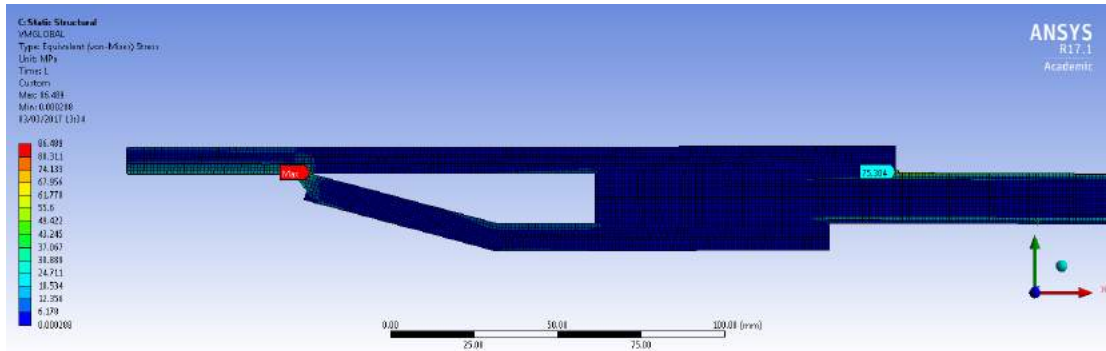


Figura C.8: VM modelo II - Sin despegue

## C.4 Gráficas

Se muestran los resultados de ambos modelos en forma de gráficas en los puntos de control. Comparando ambos modelos con ambos tipos de adhesivo.

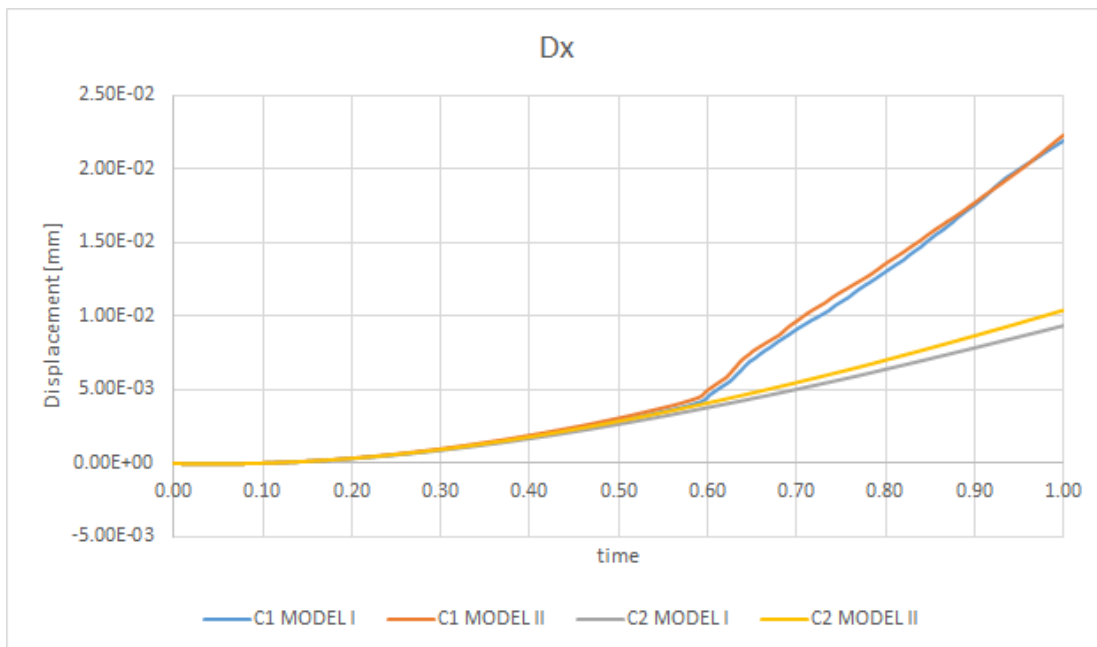


Figura C.9: Punto de control (Dx)



APÉNDICE C. SIMULACIONES NUMÉRICAS CON DISTINTOS ADHESIVOS

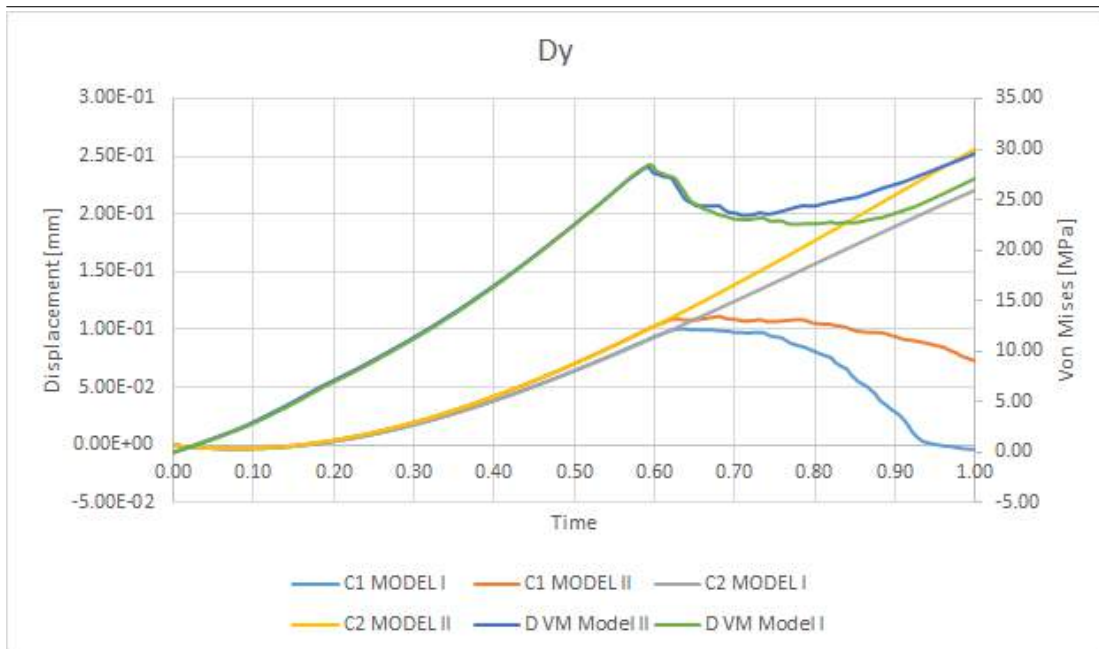


Figura C.10: Punto de control (Dy)

## C.4. GRÁFICAS

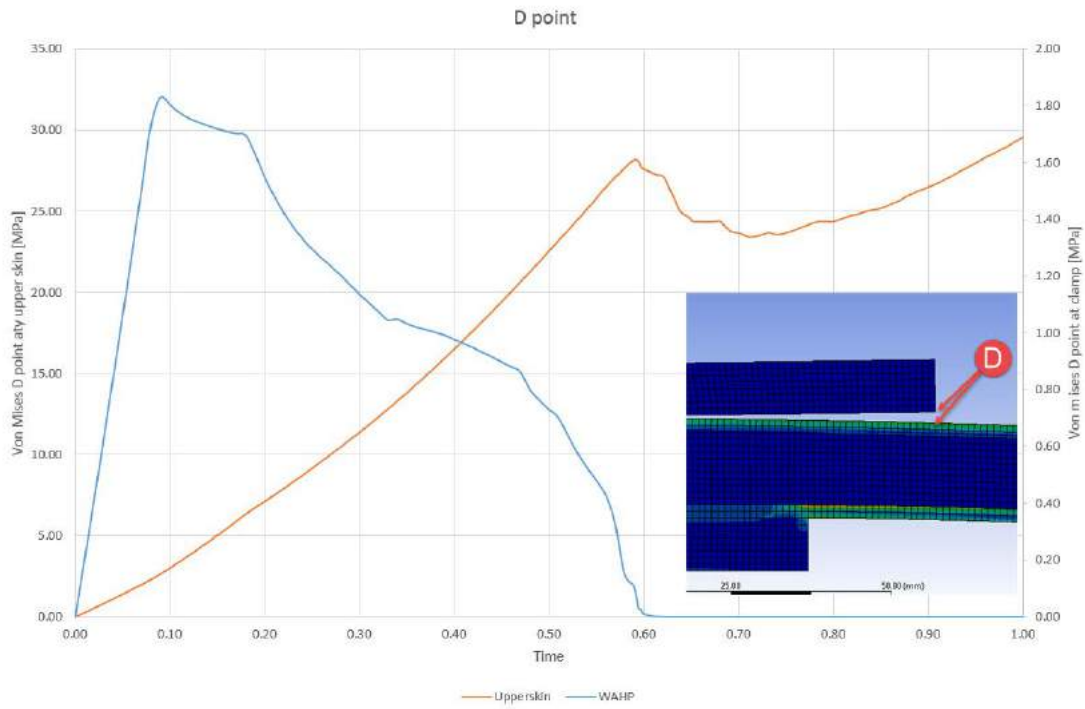


Figura C.11: Tensiones en labio superior. Punto D

## C.5 Solución I y II - En los puntos de Control

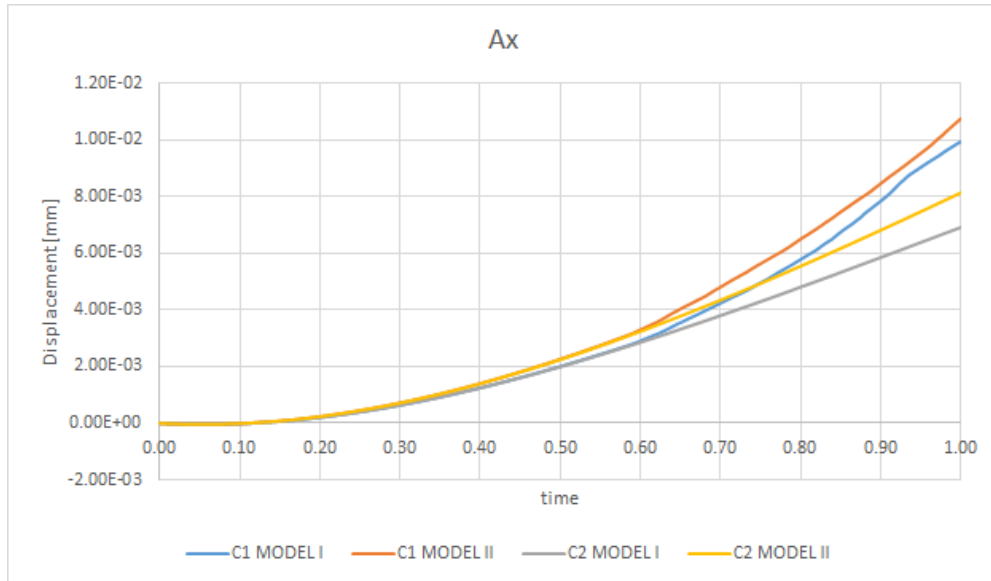


Figura C.12: Punto de control (Ax)

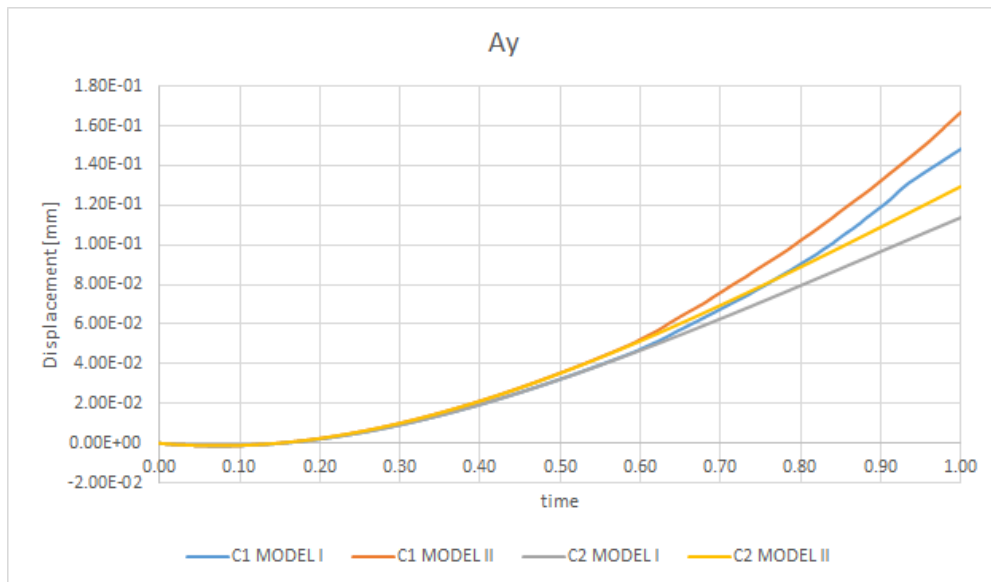


Figura C.13: Punto de control (Ay)

## C.5. SOLUCIÓN I Y II - EN LOS PUNTOS DE CONTROL

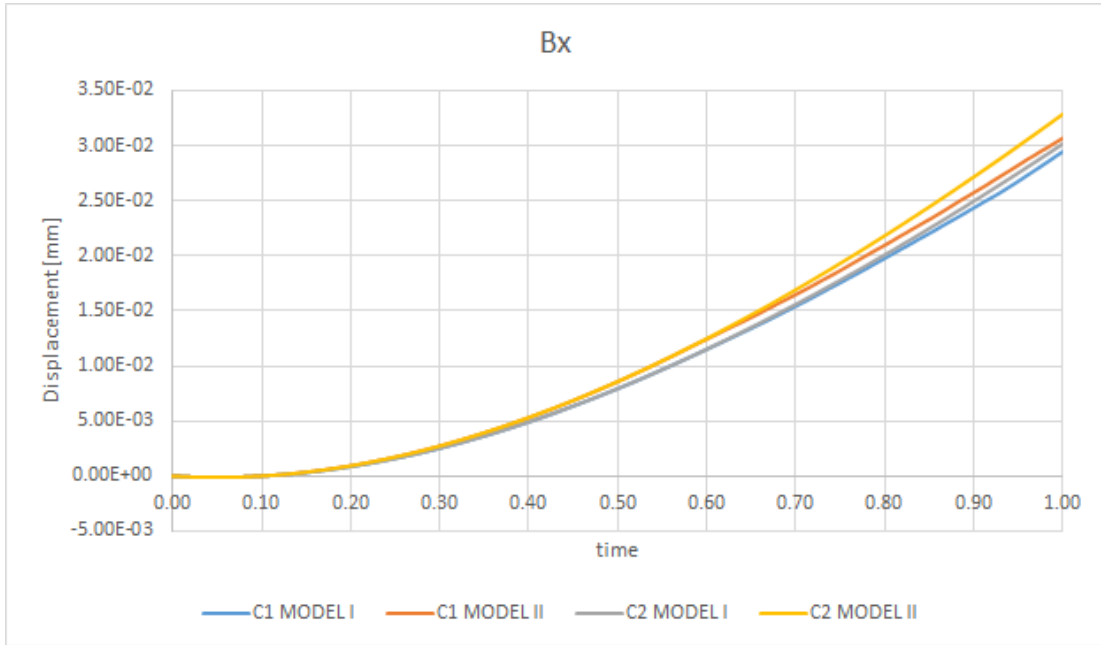


Figura C.14: Punto de control (Bx)

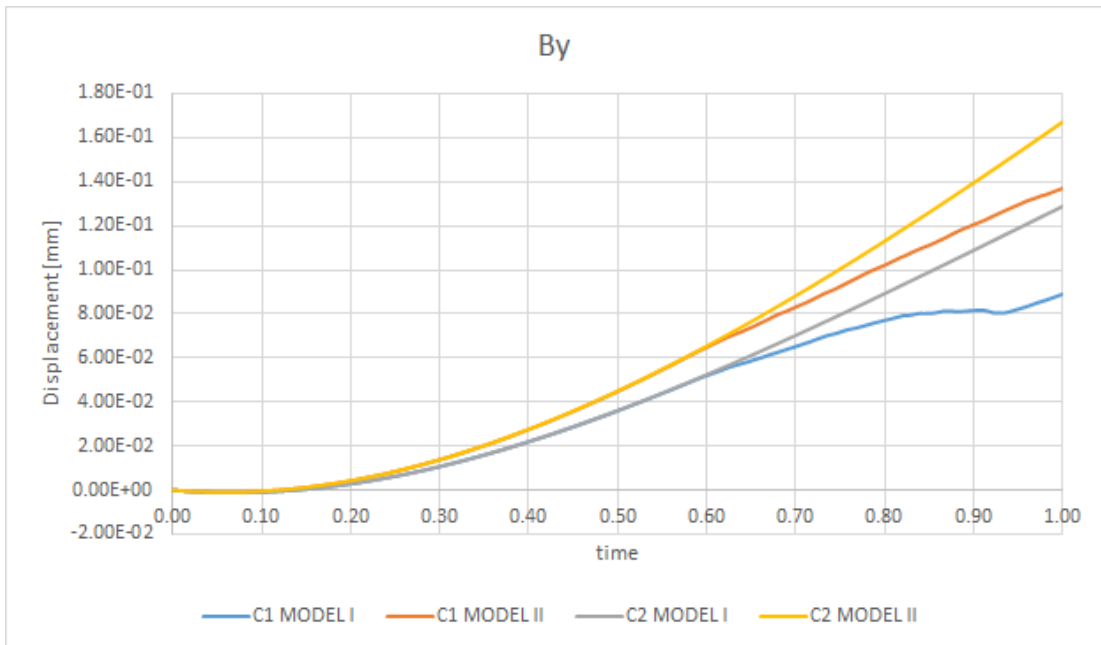


Figura C.15: Punto de control (By)

APÉNDICE C. SIMULACIONES NUMÉRICAS CON DISTINTOS ADHESIVOS

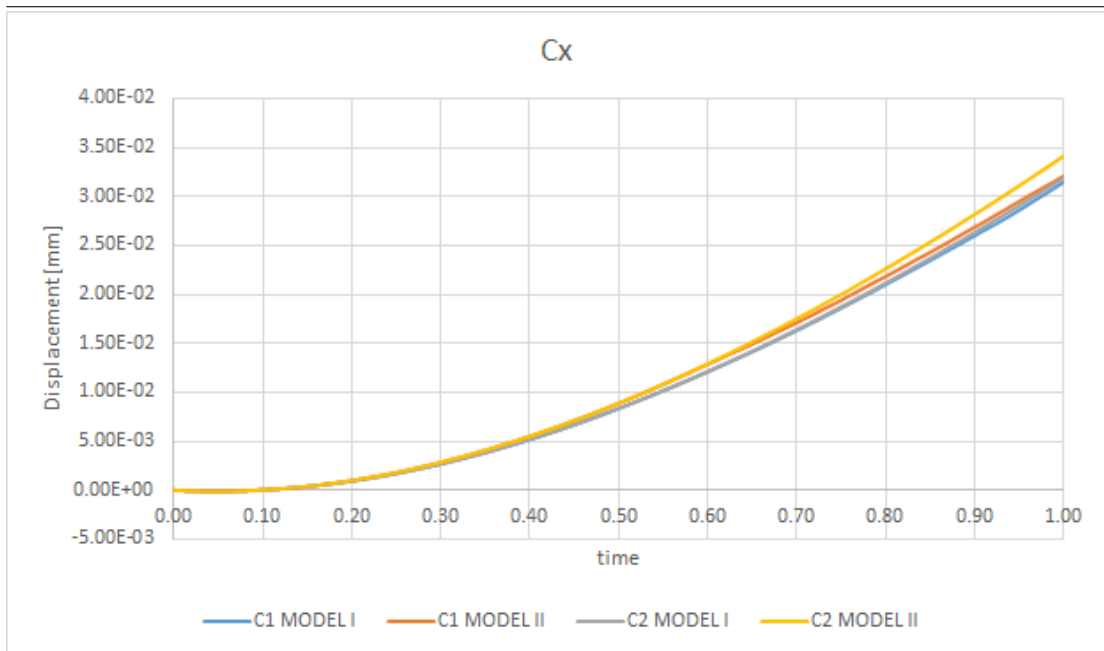


Figura C.16: Punto de control (Cx)

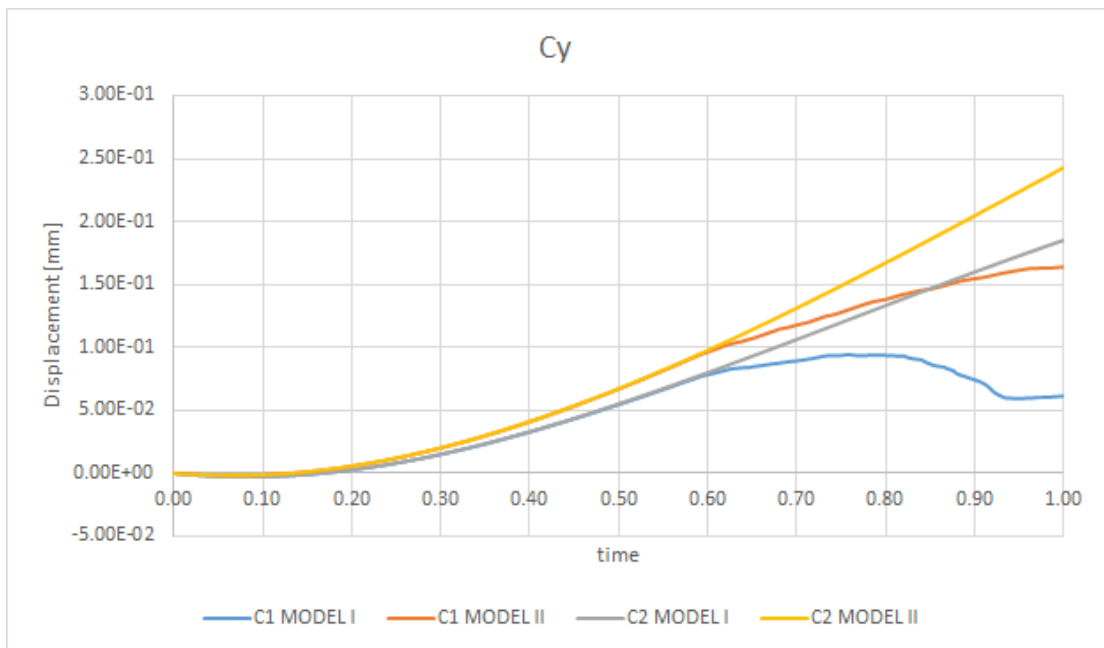


Figura C.17: Punto de control (Cy)

## C.5. SOLUCIÓN I Y II - EN LOS PUNTOS DE CONTROL

---

# Apéndice D

## Fabricación de la Pieza

### D.1 Fabricación

---

A continuación se presenta la secuencia de fabricación y montaje de la pieza en el laboratorio. Primero se cortan las chapas de acero, posteriormente se pulen con grata o granallado, para poder aplicar el adhesivo con la primera capa de *Mateglass*, una vez ha curado, se prepara una cámara de vacío para inyectar la resina. En cuanto cura la resina se procede a pegar mediante el adhesivo el labio inferior del WAHP. Finalmente se suelda el conjunto.

---

## D.1. FABRICACIÓN

---

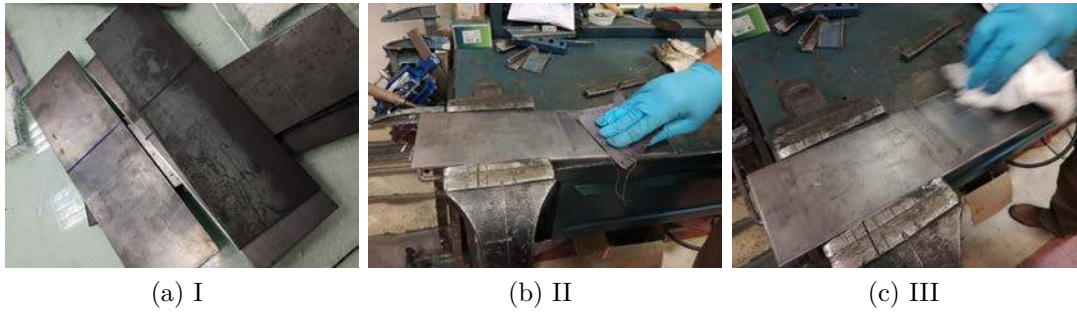


Figura D.1: Pulido y Lijado del Acero.

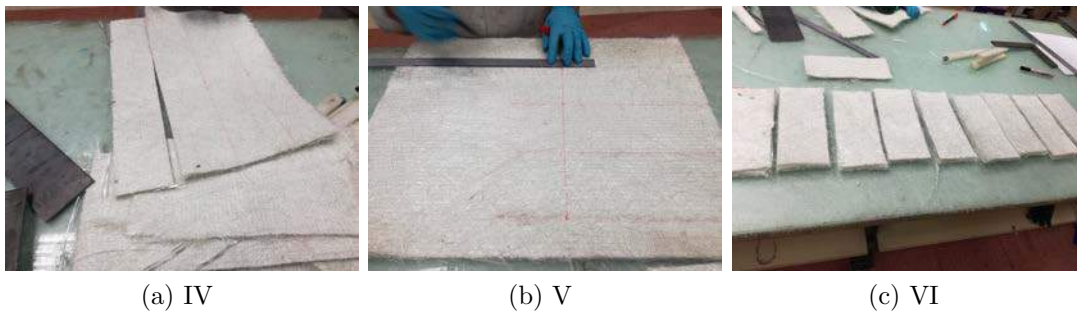


Figura D.2: Preparación del *Mateglass*.

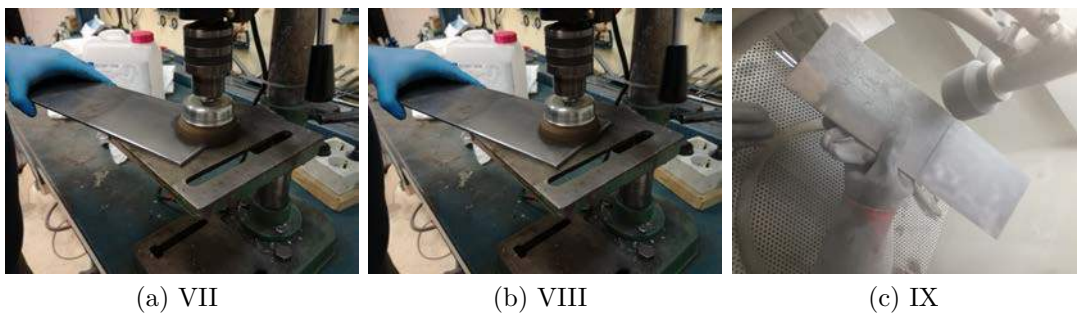


Figura D.3: Preparación de Superficies.



APÉNDICE D. FABRICACIÓN DE LA PIEZA

---

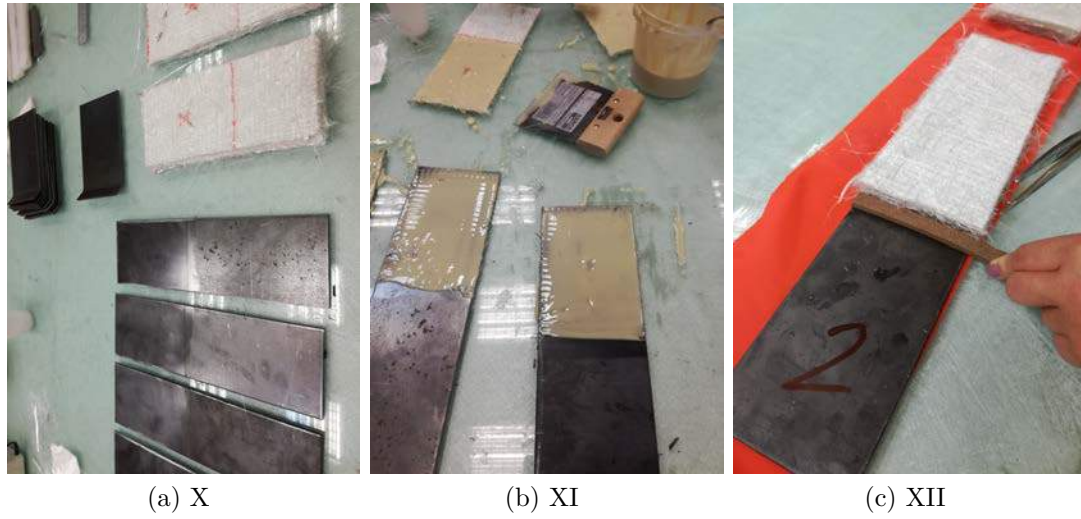


Figura D.4: Adhesivo.

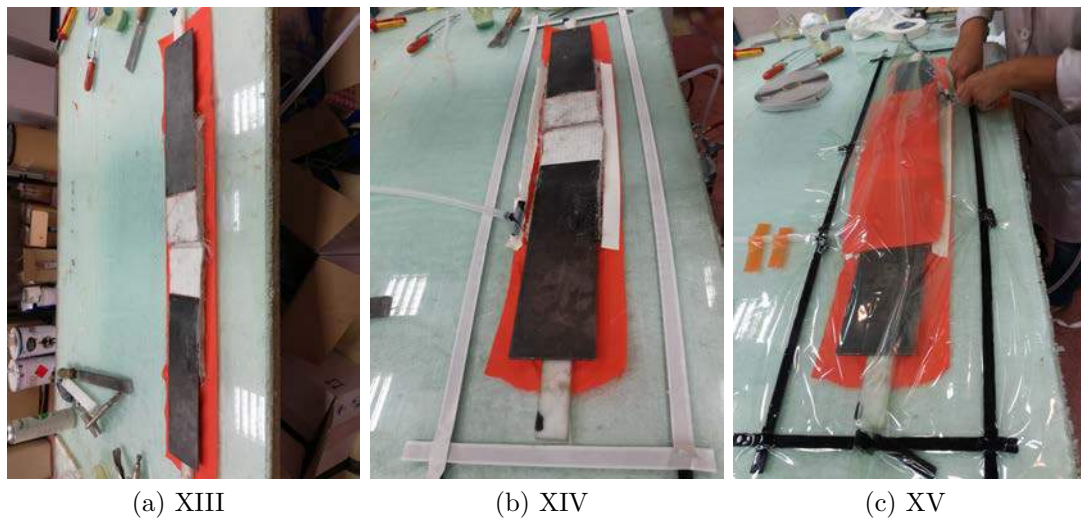


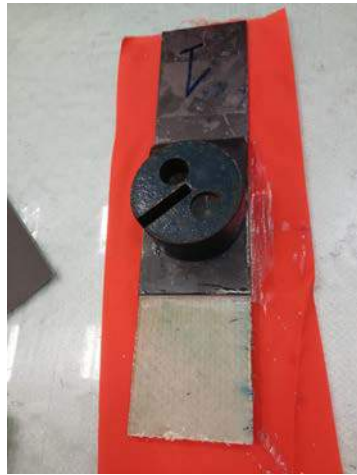
Figura D.5: Cámara de vacío para resina.

## D.1. FABRICACIÓN

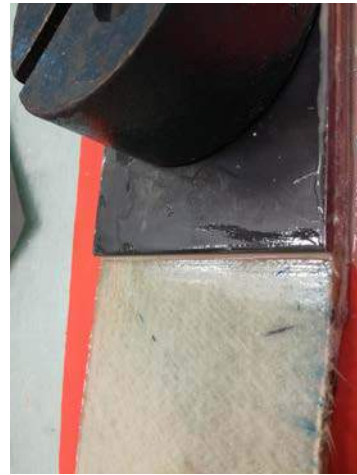
---



(a) XVI



(b) XVII



(c) XVIII

Figura D.6: Preparación del labio inferior.



(a) XIX



(b) XX



(c) XXI

Figura D.7: Soldadura labio inferior.

## APÉNDICE D. FABRICACIÓN DE LA PIEZA

---

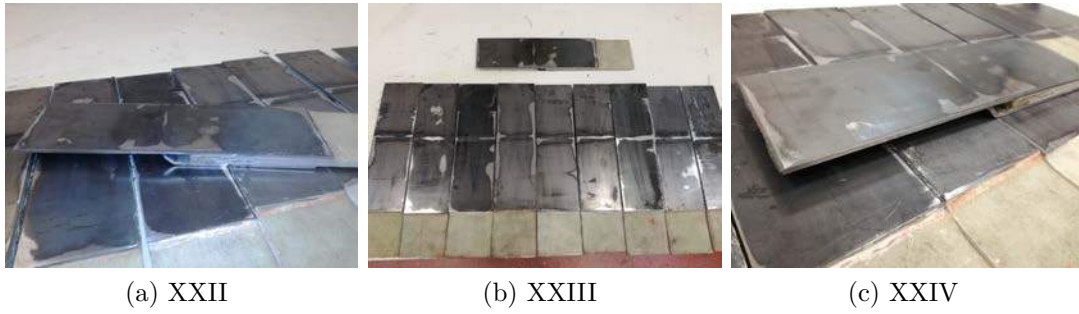


Figura D.8: Piezas terminadas y pulidas.

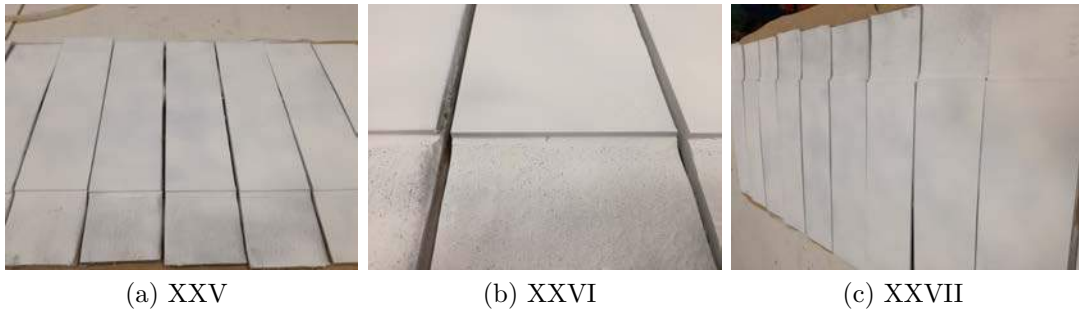


Figura D.9: Piezas pintadas.

## D.2 Test

Una vez las piezas están fabricadas se realizan los ensayos de los 10 especímenes. Estos se ven resumidos en las imágenes a continuación.

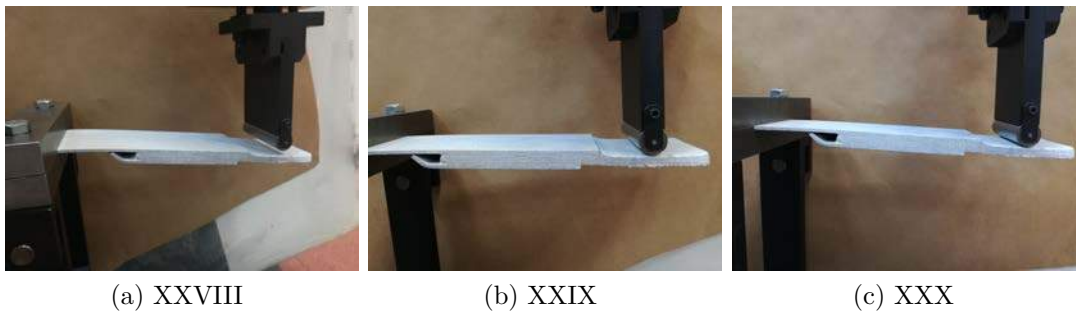


Figura D.10: Ensayo de Laboratorio.

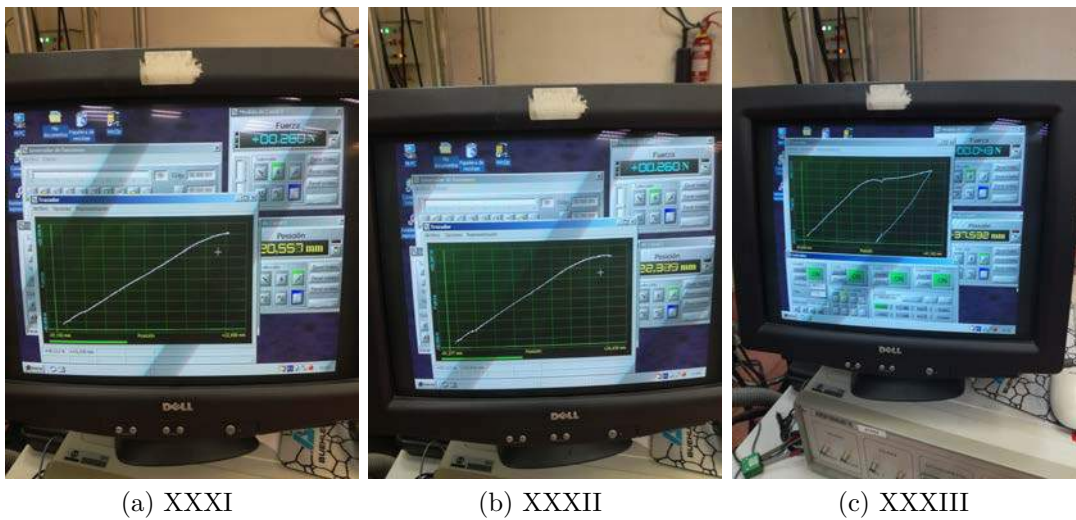


Figura D.11: Toma de datos.



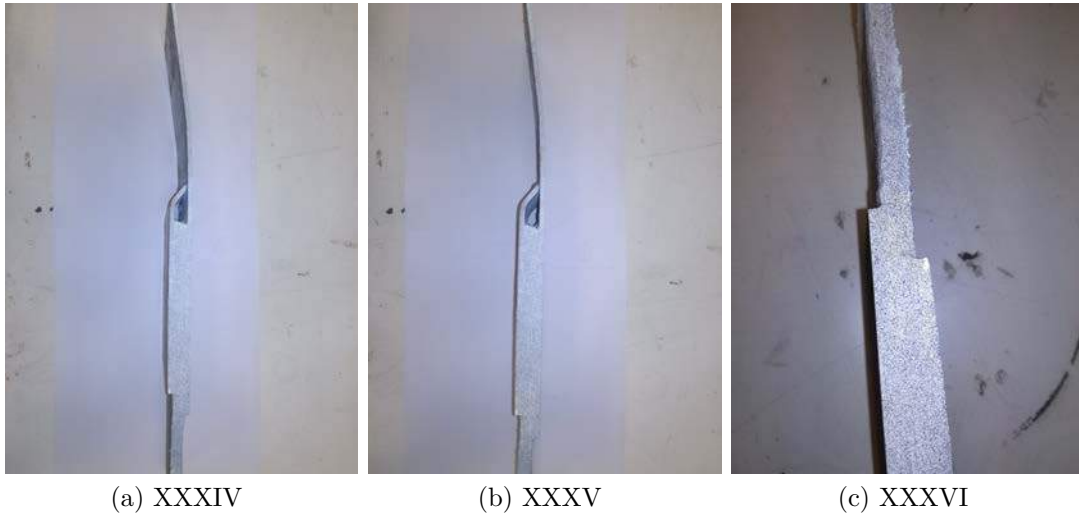


Figura D.12: Observación de Piezas.

## D.3 Ensayos

---

En las siguientes imágenes se muestran fotografías de los ensayos en diversos especímenes.

---



Figura D.13: Montaje del ensayo.

APÉNDICE D. FABRICACIÓN DE LA PIEZA

---

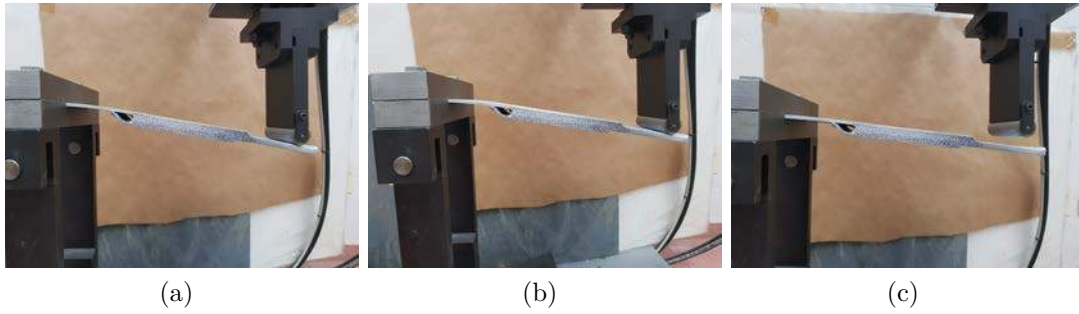


Figura D.14: Resultados

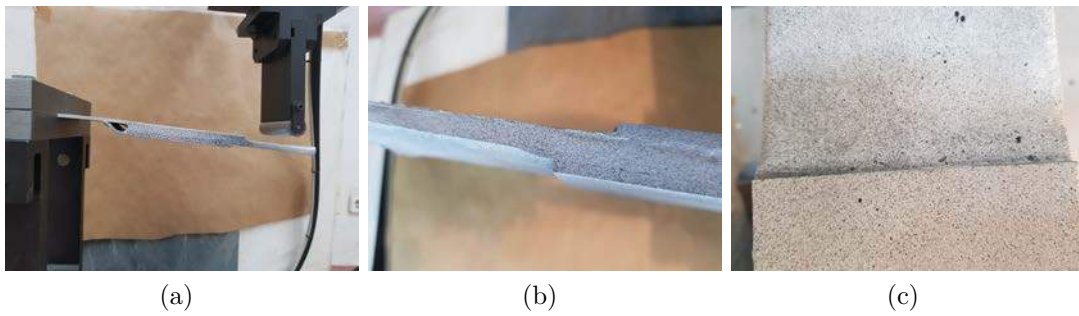


Figura D.15: Resultados II

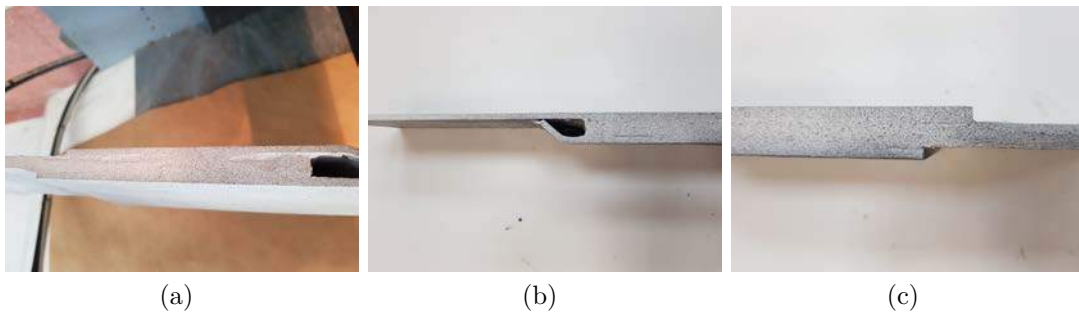


Figura D.16: Resultados III

### D.3. ENSAYOS

---

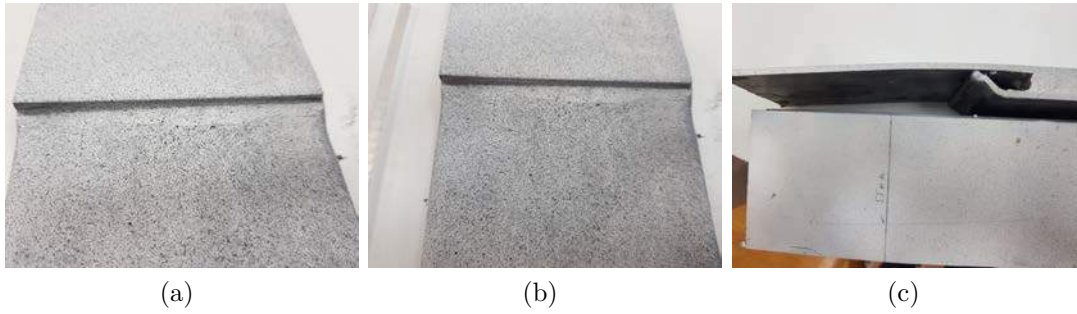


Figura D.17: Resultados IV

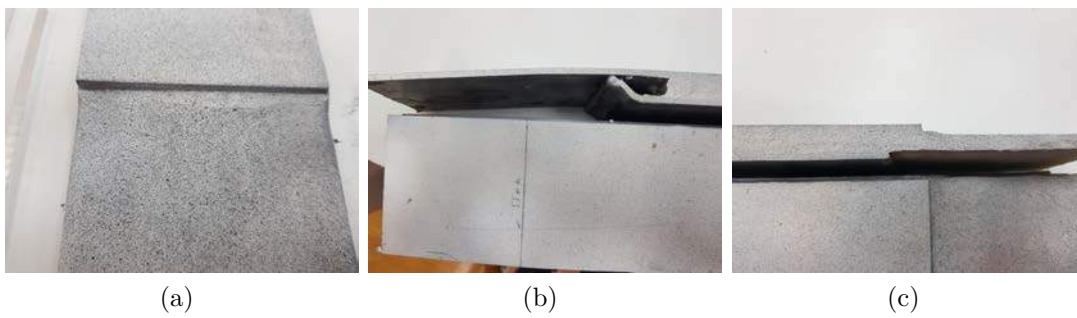


Figura D.18: Resultados V

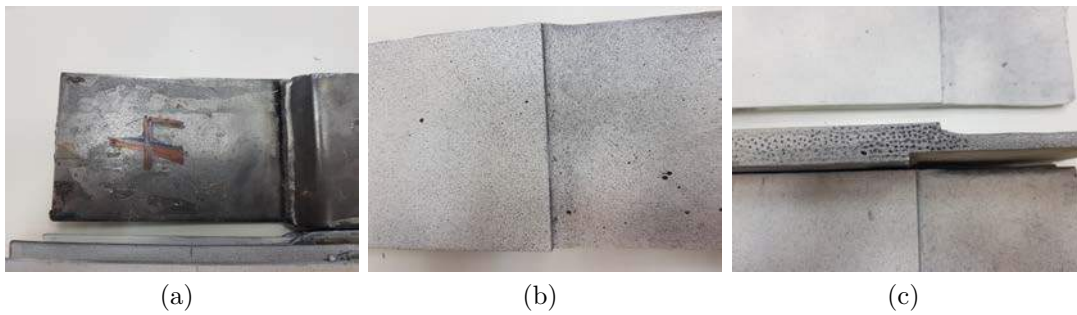


Figura D.19: Resultados VI



APÉNDICE D. FABRICACIÓN DE LA PIEZA

---

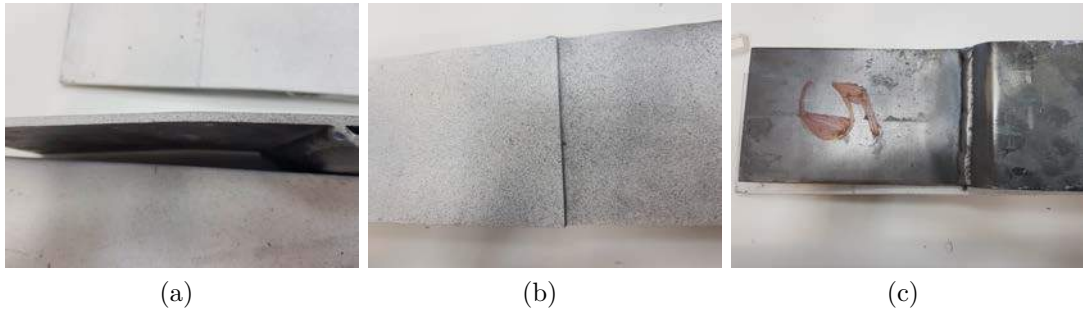


Figura D.20: Resultados VII

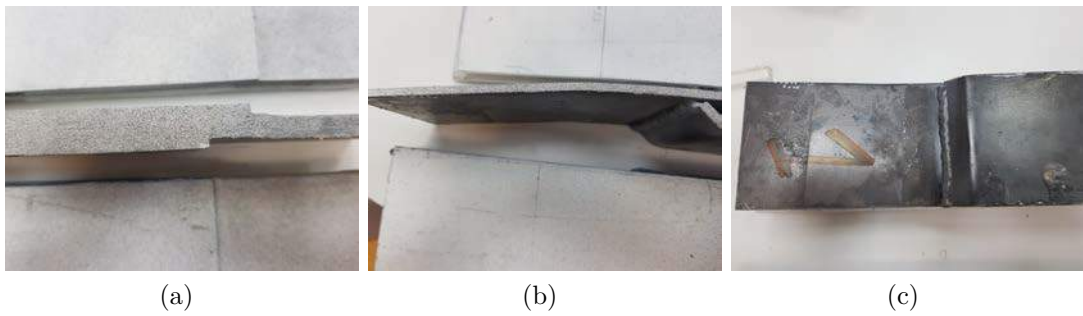


Figura D.21: Resultados VIII

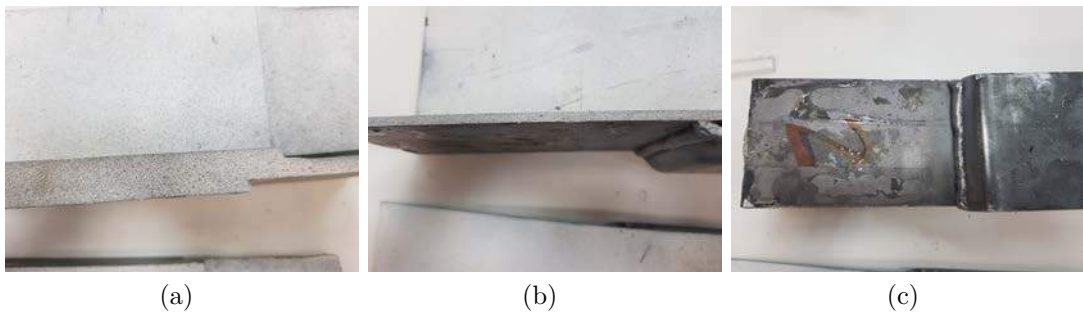


Figura D.22: Resultados XIX

### D.3. ENSAYOS

---

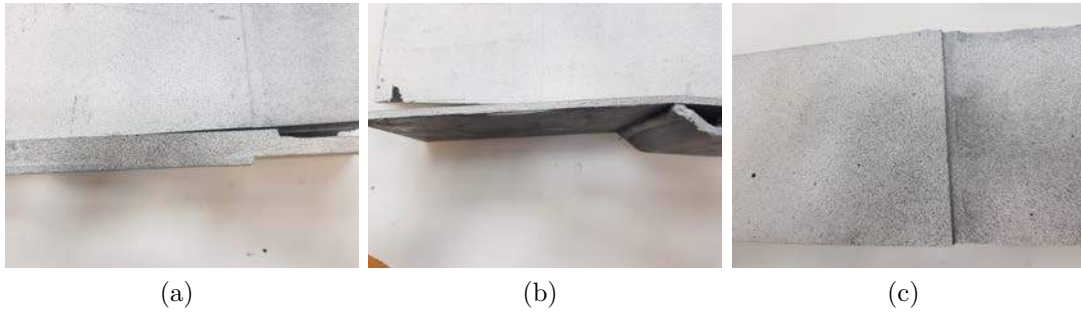


Figura D.23: Resultados XX

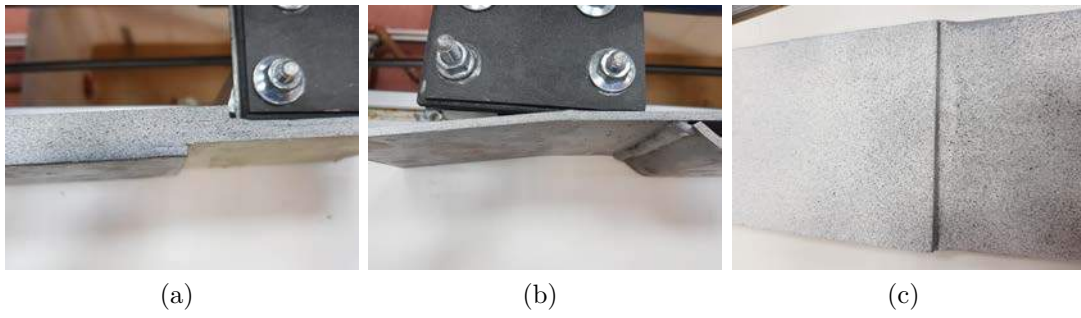


Figura D.24: Resultados XXI

## APÉNDICE D. FABRICACIÓN DE LA PIEZA

---